

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT
SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MOULOUD MAMMERI TIZI-OUZOU

FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du Diplôme de Master professionnel en Génie Mécanique

Option : Froid chauffage et climatisation

Thème traité:

Analyse énergétique et exergetique
d'un système frigorifique à
compression de vapeur à injecteur
pompe

Réalisé par

- OURTI Fillal

Encadré par

- Mr : M. HAMZAOUI

2023-2024

Remerciements

Je remercie tout d'abord le bon Dieu de m'avoir accordé la force, le courage et les moyens nécessaires pour accomplir ce travail. Je tiens également à exprimer mes plus sincères remerciements à mon promoteur, Monsieur M. HAMZAOUI, pour m'avoir suivi, guidé et orienté jusqu'à l'aboutissement de ce projet. J'ai énormément bénéficié de ses connaissances et de ses précieux conseils.

Je remercie chaleureusement les membres du jury d'avoir accepté d'examiner et d'évaluer mon travail. Mes remerciements sincères vont aussi aux enseignants du département de Génie Mécanique, ainsi qu'à toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à l'élaboration de ce mémoire.

Dédicaces

À mes parents, pour leur amour inconditionnel, leur soutien constant et leurs sacrifices incommensurables. Vous êtes ma source d'inspiration et de motivation.

À ma sœur, pour son encouragement et sa compréhension durant les moments difficiles. Ta présence et ton appui m'ont été précieux.

À mes amis, pour leur amitié, leur soutien moral et leurs conseils avisés tout au long de cette aventure académique.

Nomenclature

\dot{m}_{in}	Débit massique entrant	(<i>mg/s</i>)
\dot{m}_{out}	Débit massique sortant	(<i>mg/s</i>)
\dot{m}_e	Débit massique évaporé	(<i>mg/s</i>)
\dot{m}_{inj1}	Débit massique injecté par le premier injecteur	(<i>mg/s</i>)
\dot{m}_{inj2}	Débit massique injecté par le deuxième injecteur	(<i>mg/s</i>)
\dot{m}_{inj3}	Débit massique injecté par le troisième injecteur	(<i>mg/s</i>)
\dot{m}_{inj}	Débit massique total injecté	(<i>mg/s</i>)
\dot{m}_c	Débit massique condensé	(<i>mg/s</i>)
s	Entropie spécifique	(<i>kJ/kg.K</i>)
\dot{S}	taux de variation d'entropie	(<i>kW/kg.K</i>)
h	Enthalpie spécifique	(<i>kJ/kg</i>)
η_{is}	Rendement isentropique du compresseur	%
η_p	Rendement de la pompe	%
\dot{W}	Puissance consommée	(<i>W</i>)
\dot{Q}_c	Rejet de chaleur par le condenseur	(<i>W</i>)
\dot{Q}_f	Puissance frigorifique	(<i>W</i>)
T	Température	<i>K</i>
T_0	Température de référence	<i>K</i>
P	Pression	(<i>kPa</i>)
\dot{Ex}	taux de variation d'exergie	(<i>W</i>)
\dot{Ex}_{det}	Exergie détruite	(<i>W</i>)
COP	Coefficient de Performance	/
COP_c	Coefficient de Performance de Carnot	/
$\eta_{\text{énergétique}}$	Rendement exergetique	/
D	Durabilité	/

Indices

C :compresseur

P :pompe

e : évaporation

c : condensation

in : input (entrée)

out : output (sortie)

Cycle à 1 seul injecteur :

1 : sortie de l'évaporateur, entrée du compresseur

2 : fin de la compression (1-2), injection du réfrigérant et début de la désurchauffe (2-3)

3 : fin de la désurchauffe et début de la compression (3-4)

4 : sortie du compresseur, entrée du condenseur

5 : sortie du condenseur, entrée du détendeur

6 : sortie du détendeur, entrée de l'évaporateur

7 : entrée de la pompe

8 : sortie de la pompe

Cycle à 2 injecteurs :

1 : sortie de l'évaporateur, entrée du compresseur

2 : fin de la compression (1-2), injection du réfrigérant et début de la désurchauffe (2-3)

3 : fin de la désurchauffe (2-3) et début de la compression (3-4)

4 : fin de la compression (3-4), injection du réfrigérant et début de la désurchauffe (4-5)

5 : fin de la désurchauffe (4-5) et début de la compression (5-6)

6 : sortie du compresseur, entrée du condenseur

7 : sortie du condenseur, entrée du détendeur

8 : sortie du détendeur, entrée de l'évaporateur

9 : entrée de la pompe

10 : sortie de la pompe

Cycle à 3 injecteurs :

1 : sortie de l'évaporateur, entrée du compresseur

2 : fin de la compression (1-2), injection du réfrigérant et début de la désurchauffe (2-3)

3 : fin de la désurchauffe (2-3) et début de la compression (3-4)

4 : fin de la compression (3-4), injection du réfrigérant et début de la désurchauffe (4-5)

5 : fin de la désurchauffe (4-5) et début de la compression (5-6)

6 : fin de la compression (5-6), injection du réfrigérant et début de la désurchauffe (6-7)

7 : fin de la désurchauffe (6-7) et début de la compression (7-8)

8 : sortie du compresseur, entrée du condenseur

9 : sortie du condenseur, entrée du détendeur

10 : sortie du détendeur, entrée de l'évaporateur

11 : entrée de la pompe

12 : sortie de la pompe

Table de matières

<i>Remerciements</i>	
<i>Dédicaces</i>	
Nomenclature.....	
Liste des tables et figures.....	
Abstract.....	
Résumé.....	
ملخص	
Introduction générale	1
Chapitre I : Etude bibliographique	3
I.1 Introduction.....	4
I.2 Généralités sur les systèmes frigorifiques à injection	4
I.3 Critères de choix de l'ammoniac comme fluide frigorigène	5
I.4 Etat de l'art	6
I.5 Conclusion	14
Chapitre II : Etude thermodynamique.....	15
II.1 Introduction	16
II.2 Analyse énergétique et exergetique d'un cycle à un seul injecteur	17
II.3 Analyse énergétique et exergetique d'un cycle à 2 injecteurs	26
II.4 Analyse énergétique et exergetique d'un cycle à 3 injecteurs	37
II.5 Conclusion.....	49
Chapitre III : Etude paramétrique	50
III.1 Introduction :	51
III.2 Présentation des résultats pour le cycle à un seul injecteur.....	51
III.2.1 Influence de la pression P_2 sur les puissances consommées et le débit injecté ..51	
III.2.2 Influence de la pression P_2 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP	53
III.2.3 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite lors des compressions :	54
III.2.4 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détenteur, la désurchauffe (2-3) et dans la pompe.....	54
III.2.5 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale	56
III.2.6 Influence de la pression P_2 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "	56
III.2.7 Influence de la pression P_2 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "	57
III.3 Présentation des résultats pour le cycle à deux injecteurs :	58

III.3.1 Influence de la pression P_2 sur les puissances consommées et les débits injectés :	59
III.3.2 Influence de la pression P_2 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP	60
III.3.4 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite lors des compressions (1-2),(3-4) et (5-6) :	61
III.3.5 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détenteur, les désurchauffes (2-3),(4-5) et dans la pompe	62
III.3.6 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale	63
III.3.7 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale et le rendement exergetique " <i>$\eta_{Exergetique}$</i> "	64
III.3.8 Influence de la pression P_2 sur le COP et le rendement exergetique " <i>$\eta_{Exergetique}$</i> "	65
III.3.9 Influence de la pression P_2 sur la durabilité et le rendement exergetique " <i>$\eta_{Exergetique}$</i> "	66
III.3.10 Influence de la pression P_4 sur les puissances consommées \dot{W}_{c1-2} , \dot{W}_{c3-4} et \dot{W}_{c5-6} , le débit massique \dot{m}_{inj2} et le débit massique total \dot{m}_{inj}	66
III.3.11 Influence de la pression P_4 sur la puissance consommée par la pompe \dot{W}_p	68
III.3.12 Influence de la pression P_4 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP	68
III.3.13 Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans les compressions (3-4) et (5-6)	69
III.3.14 Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détenteur, les désurchauffes (2-3),(4-5) et dans la pompe	70
III.3.15 Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite globale	72
III.3.16 Influence de la pression P_4 sur le COP et rendement exergetique " <i>$\eta_{Exergetique}$</i> "	72
III.3.17 Influence de la pression P_4 sur la durabilité et le rendement exergetique " <i>$\eta_{Exergetique}$</i> "	73
III.4 Présentation des résultats pour le cycle à trois injecteurs	74
III.4.1 Influence de la pression P_2 sur les puissances consommées et les débits massique injectés	74
III.4.2 Influence de la pression P_2 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP	75
III.4.3 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite lors des compressions (1-2),(3-4),(5-6) et (7-8)	76
III.4.4 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détenteur, les désurchauffes (2-3),(4-5),(6-7) et dans la pompe	77
III.4.5 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale et le rendement exergetique " <i>$\eta_{Exergetique}$</i> "	79

III.4.6 Influence de la pression P_2 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "	80
III.4.7 Influence de la pression P_2 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "	80
III.4.8 Influence de la pression P_4 sur les puissances consommées et les débits massiques injectés.....	81
III.4.9 Influence de la pression P_4 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP	83
III.4.10 Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans les compressions (3-4),(5-6) et (7-8)	84
III.4.11 Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détenteur, les désurchauffes (2-3),(4-5) et dans la pompe	85
III.4.12 Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite globale et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "	86
III.4.13 Influence de la pression P_4 sur le COP et rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "	87
III.4.14 Influence de la pression P_4 sur la durabilité et rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "	87
III.4.15 Influence de la pression P_6 sur les puissances consommées et les débits massiques injectés.....	88
III.4.16 Influence de la pression P_6 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP	90
III.4.17 Influence de la pression P_6 sur l'exergie détruite lors des compressions (1-2),(3-4) et (5-6)	91
III.4.18 Influence de la pression P_6 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détenteur, les désurchauffes (2-3),(4-5),(6-7) et dans la pompe.....	91
III.4.19 Influence de la pression P_6 sur l'exergie détruite globale	93
III.4.20 Influence de la pression P_6 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "	93
III.4.21 Influence de la pression P_6 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "	94
III.5 Conclusion	95
Chapitre IV : Optimisation des paramètres de fonctionnement du système.....	96
IV.1 Introduction	97
IV.2 Méthode d'optimisation JSOA.....	98
IV.3 Système frigorifique simple compression de vapeur (théorique)	100
IV.3.1 Impact de la température T_E et T_C sur le débit massique total \dot{m}_e	100
IV.3.2 Impact de la température T_E et T_C sur la puissance totale consommée \dot{W}_c	101

IV.3.3 Impact de la température T_E et T_C sur la température de sortie du compresseur T_2	102
IV.3.4 Impact de la température T_E et T_C sur le COP.....	102
IV.3.5 Impact de la température T_E et T_C sur les exergies détruites dans chaque composant du cycle.....	103
IV.3.6 Impact de la température T_E et T_C sur l'exergie détruite globale.....	104
IV.3.7 Impact de la température T_E et T_C sur le rendement exergetique.....	105
IV.3.8 Impact de la température T_E et T_C sur la Durabilité.....	106
IV.4 Cycle à un seul injecteur.....	107
IV.4.1 Impact de la température T_E et T_C sur les Débits massiques.....	107
IV.4.2 Impact de la température T_E et T_C sur les Puissances consommées.....	108
IV.4.3 Impact de la température T_E et T_C sur la température de sortie du compresseur (T_4).....	109
IV.4.4 Impact de la température T_E et T_C sur Le COP :.....	110
IV.4.5 Impact de la température T_E et T_C sur les exergies détruites dans le cycle.....	111
IV.4.6 Impact de la température T_E et T_C sur l'Exergie détruite globale.....	112
IV.4.7 Impact de la température T_E et T_C sur le rendement exergetique.....	113
IV.4.8 Impact de la température T_E et T_C sur la Durabilité.....	113
IV.5 Cycle à 2 injecteur.....	114
IV.5.1 Impact de la température T_E et T_C sur les Débits massiques.....	114
IV.5.2 Impact de la température T_E et T_C sur les Puissances consommées.....	115
IV.5.3 Impact de la température T_E et T_C sur la Température de sortie du compresseur (T_6).....	116
IV.5.4 Impact de la température T_E et T_C sur Le COP.....	117
IV.5.5 Impact de la température T_E et T_C sur les exergies détruites dans le cycle.....	118
IV.5.6 Impact de la température T_E et T_C sur l'Exergie détruite globale.....	119
IV.5.7 Impact de la température T_E et T_C sur le rendement exergetique.....	120
IV.5.8 Impact de la température T_E et T_C sur la Durabilité.....	121
IV.6 Cycle à 3 injecteurs.....	121
IV.6.1 Impact de la température T_E et T_C sur les Débits massiques.....	121
IV.6.2 Impact de la température T_E et T_C sur les Puissances consommées.....	123
IV.6.3 Impact de la température T_E et T_C sur la Température de sortie du compresseur (T_8).....	124
IV.6.4 Impact de la température T_E et T_C sur le COP.....	125
IV.6.5 Impact de la température T_E et T_C sur les exergies détruites dans le cycle.....	126
IV.6.6 Impact de la température T_E et T_C sur l'Exergie détruite globale.....	126

IV.6.7 Impact de la température T_E et T_C sur le rendement exergetique	127
IV.6.8 Impact de la température T_E et T_C sur la Durabilité.....	128
IV.7 Tableaux comparatifs.....	129
IV.8 Etude comparative des paramètres de fonctionnement des cycles étudiés pour T_C constante	130
IV.8.1 La puissance totale consommée pour $T_C = 45^\circ C$	130
IV.8.2 Le COP pour $T_C = 45^\circ C$	131
IV.8.3 Température de sortie du compresseur pour $T_C = 45^\circ C$	131
IV.8.4 L'exergie détruite globale pour $T_C = 45^\circ C$	132
IV.8.5 Le rendement exergetique pour $T_C = 45^\circ C$	133
IV.8.6 La durabilité pour $T_C = 45^\circ C$	133
IV.9 Conclusion	134
Conclusion générale.....	135
Références bibliographiques	138

Liste des tables et figures

Tableau I.1 : Propriétés physiques de l'ammoniac	6
Tableau IV.1 : tableau récapitulatif des résultats obtenus pour les différents cycles	129
Tableau IV.2 : Tableau comparatif des résultats optimaux des paramètres clés de fonctionnement des cycles étudiés par rapport au cycle théorique	129
Figure I.1 : Schémas d'un cycle frigorifique en cascade à injection liquide	14
Figure II.1 : schéma de base d'un système frigorifique à compression de vapeur à injecteur pompe	16
Figure II.2 : Système frigorifique à compression de vapeur à injecteur pompe (cas d'un seul injecteur)	18
Figure II.3 : Système frigorifique à compression de vapeur à injecteur pompe (cas de deux injecteurs)	27
Figure II.4 : Système frigorifique à compression de vapeur à injecteur pompe (cas de trois injecteurs)	37
Figure III.1 : Influence de la pression intermédiaire P_2 sur les puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$, \dot{W}_c , \dot{W}_p et le débit massique injecté \dot{m}_{inj} pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ °C}$ et $T_e = -25 \text{ °C}$.	52
Figure III.2 : Influence de la pression P_2 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ °C}$ et $T_e = -25 \text{ °C}$.	53
Figure III.3 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite lors des compression (1-2) et (3-4) pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ °C}$, $T_e = -25 \text{ °C}$ et $T_0 = 25 \text{ °C}$.	54
Figure III.4 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, la désurchauffe (2-3) et dans la pompe pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ °C}$, $T_e = -25 \text{ °C}$ et $T_0 = 25 \text{ °C}$.	55
Figure III.5 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ °C}$, $T_e = -25 \text{ °C}$ et $T_0 = 25 \text{ °C}$.	56
Figure III.6 : Influence de la pression P_2 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ °C}$, $T_e = -25 \text{ °C}$ et $T_0 = 25 \text{ °C}$.	57
Figure III.7 : Influence de la pression P_2 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ °C}$, $T_e = -25 \text{ °C}$ et $T_0 = 25 \text{ °C}$.	58
Figure III.8 : Influence de la pression P_2 sur les puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$ et $\dot{W}_{(5-6)}$, \dot{W}_c et \dot{W}_p , les débits massiques injectés \dot{m}_{inj1} et \dot{m}_{inj2} et le débit massique total injecté \dot{m}_{inj} pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ °C}$ et $T_e = -25 \text{ °C}$.	59

Figure III.9 : Influence de la pression P_2 sur la Puissance totale consommée W et le COP pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$. 60

Figure III.10 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite lors des compression (1-2), (3-4) et (5-6) pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. 61

Figure III.11 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (2-3),(4-5) et dans la pompe pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. 62

Figure III.12 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. 64

Figure III.13 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. 64

Figure III.14 : Influence de la pression P_2 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. 65

Figure III.15 : Influence de la pression P_2 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. 66

Figure III.16:Influence de la pression P_4 sur les puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$ et $\dot{W}_{c(5-6)}$, \dot{W}_c , le débit massique \dot{m}_{inj2} et le débit massique total \dot{m}_{inj} pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$. 67

Figure III.17 : Influence de la pression P_4 sur la puissance consommée par la pompe \dot{W}_p pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$. 68

Figure III.18 : Influence de la pression P_4 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$. 69

Figure III.19 : Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans les compressions (3-4) et (5-6) pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. 70

Figure III.20 : Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (2-3),(4-5) et dans la pompe pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. 71

Figure III.21 : Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite globale pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. 72

Figure III.22 : Influence de la pression P_4 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. 73

- Figure III.23 :** Influence de la pression P_4 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$. 73
- Figure III.24 :** Influence de la pression P_2 sur les puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$ et $\dot{W}_{c(3-4)}$, $\dot{W}_{c(5-6)}$ et $\dot{W}_{c(7-8)}$, \dot{W}_c et \dot{W}_p , les débits massiques injectés \dot{m}_{inj1} , \dot{m}_{inj2} et \dot{m}_{inj3} et le débit massique total injecté \dot{m}_{inj} pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$ et $T_e = -25^\circ C$. 74
- Figure III.25 :** Influence de la pression P_2 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$ et $T_e = -25^\circ C$. 76
- Figure III.26 :** Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite lors des compression (1-2), (3-4), (5-6) et (7-8) pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$. 77
- Figure III.27 :** Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (2-3), (4-5), (6-7) et dans la pompe pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$. 78
- Figure III.28 :** Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$. 79
- Figure III.29 :** Influence de la pression P_2 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$. 80
- Figure III.30 :** Influence de la pression P_2 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$. 81
- Figure III.31 :** Influence de la pression P_4 sur les puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$, $\dot{W}_{c(5-6)}$ et $\dot{W}_{c(7-8)}$, \dot{W}_c , \dot{W}_p , les débits massiques \dot{m}_{inj2} , \dot{m}_{inj3} et le débit massique total \dot{m}_{inj} pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$ et $T_e = -25^\circ C$. 82
- Figure III.32 :** Influence de la pression P_4 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$ et $T_e = -25^\circ C$. 83
- Figure III.33 :** Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans les compressions (3-4), (5-6) et (7-8) pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$. 84
- Figure III.34 :** Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (4-5), (6-7) et dans la pompe pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$. 85

Figure III.35 : Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite globale et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$.	86
Figure III.36 : Influence de la pression P_4 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$.	87
Figure III.37 : Influence de la pression P_4 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$.	88
Figure III.38 : Influence de la pression P_6 sur les puissances consommées $\dot{W}_{C(5-6)}$ et $\dot{W}_{C(7-8)}$, \dot{W}_c et \dot{W}_p , le débit massique injecté \dot{m}_{inj3} et le débit massique total injecté \dot{m}_{inj} pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$ et $T_e = -25^\circ C$.	89
Figure III.39 : Influence de la pression P_6 sur la Puissance totale consommée W et le COP pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$ et $T_e = -25^\circ C$.	90
Figure III.40 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite lors des compression (5-6) et (7-8) pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$.	91
Figure III.41 : Influence de la pression P_6 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (2-3),(4-5),(6-7) et dans la pompe pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$.	92
Figure III.42 : Influence de la pression P_6 sur l'exergie détruite globale pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$.	93
Figure III.43 : Influence de la pression P_6 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$.	94
Figure III.44 : Influence de la pression P_6 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_C = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$.	95
Figure IV.1 : Organigramme d'application de la méthode JSOA au système étudié	99
Figure IV.2 : Contour du débit massique total \dot{m}_e en [mg/s] du cycle théorique avec la variation de T_E et T_C	100
Figure IV.3 : Contour de la puissance totale consommée \dot{W}_c en [W] par le cycle théorique avec la variation de T_E et T_C	101
Figure IV.4 : Contour de la température T_2 en [$^\circ C$] du cycle théorique avec la variation de T_E et T_C	102
Figure IV.5 : Contour du COP du cycle théorique avec la variation de T_E et T_C	103

Figure IV.6 : Contour des exergies détruites du cycle théorique avec la variation de T_E et T_C	104
Figure IV.7 : Contour de l'exergie détruite globale du cycle théorique avec la variation de T_E et T_C	105
Figure IV.8 : Rendement exergetique du cycle théorique avec la variation de T_E et T_C	106
Figure IV.9 : Durabilité du cycle théorique avec la variation de T_E et T_C	107
Figure IV.10 : Résultats des débits massiques du cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_C	108
Figure IV.11 : Résultats des puissances consommées \dot{W}_c, \dot{W}_p et \dot{W} du cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_C	109
Figure IV.12 : Contour de la température de sortie du compresseur (T_4) du cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_C	110
Figure IV.13 : le COP du cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_C	110
Figure IV.14 : Contour des exergies détruites dans le cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_C	111
Figure IV.15 : Contour de l'exergies détruite globale dans le cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_C	112
Figure IV.16 : Rendement exergetique $\eta_{Exergetique}$ du cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_C	113
Figure IV.17 : Durabilité du cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_C	114
Figure IV.18 : débits massiques $\dot{m}_{inj1}, \dot{m}_{inj2}$ du cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C	114
Figure IV.19 : débits massiques \dot{m}_e, \dot{m}_{inj} et \dot{m}_c du cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C	115
Figure IV.20 : Résultats des puissances consommées \dot{W}_c, \dot{W}_p et \dot{W} du cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C	116
Figure IV.21 : Contour de la température de sortie du compresseur (T_6) du cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C	117
Figure IV.22 : le COP du cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C	118
Figure IV.23 : Contour des exergies détruites dans le cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C	119
Figure IV.24 : Contour de l'exergie détruite globale dans le cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C	120

Figure IV.25 : Rendement exergetique $\eta_{Exergetique}$ du cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C	120
Figure IV.26 : Durabilité du cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C	121
Figure IV.27 : débits massiques injectés \dot{m}_{inj1} , \dot{m}_{inj2} et \dot{m}_{inj3} du cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C	122
Figure IV.28 : débits massiques \dot{m}_e , \dot{m}_{inj} et \dot{m}_c du cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C	123
Figure IV.29 : Résultats des puissances consommées \dot{W}_c , \dot{W}_p et \dot{W} du cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C	124
Figure IV.30 : Contour de la température de sortie du compresseur (T_8) du cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C	125
Figure IV.31 : le COP du cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C	125
Figure IV.32 : Contour des exergies détruites dans le cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C	126
Figure IV.33 : Contour de l'exergies détruite globale dans le cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C	127
Figure IV.34 : Rendement exergetique $\eta_{Exergetique}$ du cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C	128
Figure IV.35 : Durabilité du cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C	128
Figure IV.36 : variation de la puissance totale consommée de chaque cycle pour $T_C = 45^\circ C$	130
Figure IV.37 : variation du COP de chaque cycle pour $T_C = 45^\circ C$	131
Figure IV.38 : variation de la température de sortie du compresseur de chaque cycle pour $T_C = 45^\circ C$	132
Figure IV.39 : variation de l'exergie détruite globale de chaque cycle pour $T_C = 45^\circ C$	132
Figure IV.40 : variation du rendement exergetique de chaque cycle pour $T_C = 45^\circ C$	133
Figure IV.41 : variation de la durabilité de chaque cycle pour $T_C = 45^\circ C$	134

Abstract

The increasing use of cooling in various sectors is leading to a heightened demand for electricity. To address this issue, a new vapor compression cooling system has been developed, utilizing ammonia (R717) as a natural refrigerant. This system integrates the basic components of a refrigeration system and employs liquid refrigerant injection to reduce compressor energy consumption and enhance overall performance.

The thermodynamic modeling of this system was carried out using MATLAB R2022, in combination with REFPROP, and validated by experimental data. Optimal injection pressures were determined using the JSOA optimization method, which allowed for a decrease in compressor consumption and an increase in performance.

The study also examined the total exergy destruction, the location of the injectors, and the injected flow rates.

The results of this research are promising for the cooling sector and contribute to the fight against global warming through the use of natural refrigerants.

Keywords : liquid injection, compressor energy consumption, injection pressures, natural refrigerant

Résumé

L'utilisation croissante du froid dans divers secteurs entraîne une demande accrue d'électricité. Pour pallier ce problème, un nouveau système de refroidissement par compression de vapeur a été développé, utilisant l'ammoniac (R717) comme réfrigérant naturel. Ce système intègre les composants de base d'un système frigorifique et utilise l'injection de réfrigérant liquide pour réduire la consommation énergétique du compresseur et améliorer les performances globales.

La modélisation thermodynamique de ce système a été réalisée à l'aide de MATLAB R2022, en combinaison avec REFPROP, et validée par des données expérimentales. Les pressions d'injection optimales ont été déterminées grâce à la méthode d'optimisation JSOA, permettant de diminuer la consommation du compresseur et d'augmenter les performances.

L'étude s'est également penchée sur la destruction totale de l'exergie, l'emplacement des injecteurs et les débits injectés.

Les résultats de cette recherche sont prometteurs pour le domaine de refroidissement et contribuent à la lutte contre le réchauffement climatique grâce à l'utilisation de réfrigérants naturels.

Mot clés : injection liquide, la consommation énergétique du compresseur, les pressions d'injection, réfrigérant naturel.

ملخص

تزايد استخدام التبريد في مختلف القطاعات يؤدي إلى زيادة الطلب على الكهرباء. لمواجهة هذه المشكلة، تم تطوير نظام تبريد جديد باستخدام ضغط البخار، حيث يستخدم الأمونيا (R717) كمبرد طبيعي. يتضمن هذا النظام المكونات الأساسية لنظام التبريد ويستخدم حقن المبرد السائل لتقليل استهلاك الطاقة من قبل الضاغط وتحسين الأداء العام.

تم إجراء نمذجة الديناميكا الحرارية لهذا النظام باستخدام MATLAB R2022 بالتعاون مع REFPROP، وتم التحقق من صحتها من خلال البيانات التجريبية. تم تحديد ضغوط الحقن المثلى باستخدام طريقة تحسين JSOA، مما ساعد على تقليل استهلاك الضاغط وزيادة الأداء.

كما تناولت الدراسة أيضاً التدمير الكلي للطاقة النوعية، وموقع الحقن، ومعدلات التدفق المحقونة.

نتائج هذه الأبحاث واعدة في مجال التبريد وتساهم في مكافحة الاحتباس الحراري بفضل استخدام المبردات الطبيعية.

الكلمات المفتاحية : الحقن السائل، استهلاك الطاقة للضاغط، ضغوط الحقن، مبرد طبيعي.

Introduction générale

Avec l'augmentation de la population, le secteur du froid utilise, d'après l'institut international du froid (IIF), environ 20 % de l'électricité totale consommée au niveau mondial. Cette estimation de l'IIF s'appuie sur une analyse de données partielles relatives à la consommation d'électricité par secteurs et zones géographiques dans le monde. De plus, L'IIF estime que la demande mondiale d'électricité pour le froid pourrait plus que doubler d'ici 2050. Par ailleurs, les réglementations environnementales jouent un rôle majeur dans le développement et l'utilisation des machines frigorifiques. Il est impératif que les technologies utilisées respectent ces réglementations, notamment en ce qui concerne les fluides frigorigènes, afin de réduire les impacts sur l'environnement, tels que les émissions de gaz à effet de serre et la détérioration de la couche d'ozone. De ce fait, la communauté internationale déclare l'annonce internationale d'une diminution de deux tiers de l'utilisation d'hydrofluorocarbures (HFC) et d'appliquer en urgence la ratification de l'Amendement de Kigali en 2017, il est important de faire la transition vers des réfrigérants à faible potentiel de réchauffement climatique. Il y a donc un intérêt grandissant pour utiliser des réfrigérants à faible impact environnemental, soit naturel (H₂O, NH₃, CO₂), soit des hydrocarbures (HC), soit des hydrofluorooléfines (HFO). Pour le NH₃ le potentiel de réchauffement planétaire (GWP) est proche de zéro et un potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP) de zéro. De plus, et incontestablement, le compresseur représente le cœur de la machine frigorifique a compression, et sa pression de refoulement est dépend de la température ambiante. Néanmoins, les hautes températures ambiantes augmentent la pression de condensation et la température de refoulement du compresseur, ce qui accroît la consommation d'électricité et réduit la durée de vie des compresseurs. Dans ce contexte, plusieurs techniques sont proposées pour réduire la température de refoulement de compresseur et la consommation électrique, notamment l'injection de liquide dans les compresseurs. Cette méthode améliore le coefficient de performance (COP) et l'efficacité exergétique, mais ajoutent de la complexité au système. Cependant, cette méthode peut améliorer ou détériorer les performances de tel système, donc il est primordial de trouver les paramètres de fonctionnement optimale qui minimise la consommation électrique et la température de refoulement et améliore le coefficient de performance. Dans ce stade, la méthode methaheiristique bio-inspirée JSOA est utilisée pour l'optimisation de système en question pour trois modes, avec un injecteur, avec deux injecteurs et avec trois injecteurs.

Le travail présenté dans ce mémoire concerne l'étude énergétique et exergetique d'une machine frigorifique avec injection de liquide. Il s'inscrit dans le cadre de la recherche de systèmes optimisés pour la production de froid. Plus précisément, l'étude se focalise sur un système frigorifique à compression de vapeur avec injecteur pompe, analyse l'impact du nombre d'injecteurs installés et des pressions d'injection sur les performances des machines.

Cette étude est répartie en quatre chapitres :

Le premier chapitre vise à faire une présentation sur les généralités des systèmes frigorifiques à injection et des fluides frigorigènes.

L'objectif du second chapitre est de présenter le principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à injecteur pompe et de faire une étude énergétique, exergetique de chaque composant et étape de l'installation.

Le troisième chapitre se concentre sur l'étude de l'influence de la variation de la pression d'injection sur les composants de l'installation.

Finalement, le quatrième et dernier chapitre consiste à faire une présentation des résultats de l'étude optimale des différentes fonctionnalités du système et les comparer à un cycle théorique.

Chapitre I : Etude bibliographique

I.1 Introduction

La production du froid repose sur des principes thermodynamiques qui permettent de transférer la chaleur d'un espace ou d'un objet vers un autre, créant ainsi une zone de température plus basse. Ce processus est essentiel dans de nombreuses applications, telles que la réfrigération domestique, la conservation des aliments, la climatisation, et les procédés industriels. Les systèmes de production du froid utilisent principalement des cycles de réfrigération, où un fluide frigorigène circule à travers un circuit fermé en passant par diverses phases de compression, condensation, expansion et évaporation. Les machines frigorifiques sont des dispositifs thermiques destinés à produire du froid, permettant ainsi de maintenir un milieu à une température inférieure à celle de l'environnement ambiant. Elles utilisent des phénomènes endothermiques (absorption d'énergie) et exothermiques (dissipation d'énergie) pour assurer une production continue de froid, qui peut être obtenue par des moyens mécaniques, électriques ou calorifiques. Le fonctionnement d'une machine frigorifique repose sur un circuit fermé où circule un fluide frigorigène. Ce processus est basé sur des principes thermodynamiques et exploite les propriétés physiques du fluide pour transférer la chaleur ou l'énergie. Le cycle frigorifique comporte plusieurs composants essentiels, tels que des éléments mécaniques, électriques et magnétiques, nécessaires pour réaliser cette tâche.

I.2 Généralités sur les systèmes frigorifiques à injection

Les systèmes frigorifiques à injection reposent sur l'injection d'une partie du fluide frigorigène, sous forme liquide ou vapeur, dans différentes sections du compresseur ou du cycle de réfrigération. Cette méthode permet une régulation précise de la température et de la pression, augmentant ainsi l'efficacité énergétique du système.

Il existe principalement deux types d'injection dans ces systèmes : l'injection de liquide et l'injection de vapeur. L'injection de liquide implique l'introduction du fluide frigorigène liquide dans le compresseur ou d'autres parties du cycle pour abaisser la température de refoulement du compresseur. Cela réduit le travail de compression et améliore l'efficacité énergétique. D'autre part, l'injection de vapeur consiste à introduire de la vapeur intermédiaire dans le compresseur à un stade intermédiaire de compression, réduisant ainsi le rapport de compression à chaque étape et optimisant l'efficacité énergétique.

Ces systèmes sont couramment utilisés dans des applications où l'efficacité énergétique est essentielle, telles que les réfrigérateurs et congélateurs industriels, les systèmes de

climatisation commerciaux et résidentiels, les systèmes de réfrigération de processus dans les industries alimentaires et pharmaceutiques, ainsi que les pompes à chaleur.

Les composants clés des systèmes frigorifiques à injection incluent des compresseurs spécialement conçus pour permettre l'injection de liquide ou de vapeur à des points précis du cycle de compression, des évaporateurs et des condenseurs optimisés pour tirer parti de l'injection, ainsi que des dispositifs d'injection tels que des vannes ou des injecteurs conçus pour introduire le fluide frigorigène de manière stratégique.

I.3 Critères de choix de l'ammoniac comme fluide frigorigène

L'ammoniac liquide est largement utilisé comme fluide frigorigène dans les systèmes de réfrigération industrielle en raison de ses nombreuses caractéristiques avantageuses.

Premièrement, son efficacité énergétique élevée est remarquable. Doté d'une capacité frigorifique volumétrique élevée, il peut absorber et transporter une grande quantité de chaleur par unité de volume, permettant ainsi des systèmes de réfrigération plus efficaces avec une consommation d'énergie réduite.[1]

Deuxièmement, ses propriétés thermodynamiques favorables contribuent également à son attrait. Avec une forte chaleur latente de vaporisation et une bonne conductivité thermique, l'ammoniac assure une performance thermique efficace et stable des systèmes de réfrigération.

En outre, sa disponibilité et son coût relativement bas par rapport à d'autres fluides frigorigènes en font une option économique, réduisant ainsi les coûts opérationnels et de maintenance des systèmes de réfrigération. [1]

D'un point de vue environnemental, l'ammoniac est particulièrement attractif. En tant que fluide frigorigène naturel, il ne contribue pas à l'appauvrissement de la couche d'ozone et présente un faible potentiel de réchauffement global, le plaçant ainsi en tant qu'option respectueuse de l'environnement par rapport aux alternatives synthétiques telles que les chlorofluorocarbones (CFC) et les hydrofluorocarbones (HFC). [2]

Par ailleurs, sa compatibilité avec une large gamme de matériaux utilisés dans les systèmes de réfrigération réduit les risques de corrosion et d'usure, bien que des précautions doivent être prises pour éviter les réactions avec certains métaux. [2]

En ce qui concerne la sécurité, bien que l'ammoniac soit toxique et inflammable à des concentrations élevées, il peut être utilisé en toute sécurité avec des précautions appropriées et

des systèmes de sécurité en place. Des réglementations et normes de sécurité strictes guident son utilisation sécurisée comme fluide frigorigène.

Formule chimique	NH_3	Chaleur latente de vaporisation (kJ/kg)	1371.24
Masse molaire (g/mol)	17.03	Densité par rapport à l'air	0.597
Température d'ébullition (°C)	-33.3	Densité de l'ammoniac liquide à -33.41 °C (g/cm^3)	0.682
Température de fusion (°C)	-77.7	Limites d'explosibilité en volume dans l'air (%)	16 < limites < 25
Température critique (°C)	132.4	Pression critique (kPa)	11.48×10^3
Température d'auto-inflammation (°C)	651	Concentration maximale tolérable dans l'air (mg/m^3)	18

Tableau I.1 :Propriétés physiques de l'ammoniac [23]

I.4 Etat de l'art

Xu Jin et Al en 2023 [3] ont fait une étude qui se concentre sur l'optimisation de la stabilité et de l'efficacité d'une pompe à chaleur à deux étages en ajustant le mécanisme de détente et la stratégie de contrôle du compresseur. À l'aide d'un modèle de simulation, ils évaluent les performances du système en fonction du ratio d'injection intermédiaire (R_{inj}). Les résultats montrent que l'augmentation de R_{inj} entraîne une augmentation initiale puis une diminution de la température intermédiaire, avec une variation maximale de 25 °C. Les températures de décharge des compresseurs basse et haute pression réagissent différemment, atteignant respectivement une stabilisation à 49,5 °C et une variation maximale de 31 °C. En termes de performances, une augmentation de R_{inj} entraîne une augmentation de la chaleur produite et du coefficient de performance (COP) avant de se stabiliser. Une augmentation de SC (sub-cooling) augmente P_m , tandis que des valeurs optimales de SC et SH (super-heat) maximisent l'échange de chaleur et minimisent la température de décharge du compresseur haute pression.

J. Liu et Al en 2012 [4] ont fait une étude sur la modélisation des compresseurs à vis utilisés dans les systèmes de réfrigération. L'objectif principal est de développer un modèle prédictif des performances, permettant de corréler les conditions de fonctionnement avec les paramètres de conception des compresseurs à vis, afin d'améliorer l'efficacité et de réduire les coûts de conception. Le modèle développé par les auteurs vise à prédire avec précision les performances des compresseurs à vis dans diverses conditions de fonctionnement. La validation du modèle a montré des erreurs faibles : ± 2 % pour le déplacement volumétrique, moins de 3 % pour la puissance d'entrée à pleine charge, environ 4 % pour la puissance d'entrée à charge partielle, et environ 2 % pour le débit massique de l'injection de vapeur.

X.Wang et al en 2009 [5] ont mené une évaluation expérimentale d'un système de pompe à chaleur de 11 kW équipé d'un compresseur scroll à injection de vapeur utilisant du R410A. Deux configurations de cycle ont été examinées : le cycle avec réservoir de liquide (FTC) et le cycle avec échangeur de chaleur interne (IHXC). Les résultats montrent que lorsque la température ambiante atteint 46,1 °C, il y a une augmentation d'environ 14 % de la capacité de refroidissement et une amélioration de 4 % du coefficient de performance (COP). À une température ambiante de -17,8 °C, une amélioration d'environ 30 % de la capacité de chauffage avec un gain de 20 % du COP a été constatée. La comparaison des configurations a révélé que le cycle IHXC offre une plus grande plage de fonctionnement de la pression d'injection, permettant une meilleure adaptation aux conditions variables. Les performances maximales indiquent un gain de capacité de refroidissement de 15 % avec une amélioration de 2 % du COP à 46,1 °C. En ce qui concerne le chauffage, le gain maximal de capacité variait de 13 % à 33 % en fonction de la température ambiante. L'amélioration maximale du COP, soit 23 %, a été observée avec le cycle FTC à une température ambiante de -17,8 °C.

L'étude menée par **J. Vicente et al en 2016 [6]** évalue les performances d'un système de réfrigération à injection de vapeur utilisant un mélange de réfrigérants R290/R600a à travers des simulations en régime permanent. Cette étude analyse l'impact de la composition du réfrigérant sur divers paramètres, tels que le coefficient de performance (COP) et la puissance du compresseur. Les résultats montrent qu'un mélange contenant 40 % en poids de R290 offre un COP maximal, surpassant de 16 à 32 % celui d'un cycle de compression de vapeur traditionnel. En augmentant le taux d'injection, la chaleur produite et le COP augmentent initialement avant de se stabiliser. L'optimisation de l'injection intermédiaire peut améliorer significativement les performances thermiques du système, en termes de production de chaleur et d'efficacité énergétique.

D.R. Lumpkin et al en 2018 [7] ont examiné les performances d'un compresseur à spirale utilisant le réfrigérant R-407C avec des techniques d'injection de liquide-vapeur et d'injection de vapeur. L'objectif est de développer des cartes de compresseur pour optimiser le fonctionnement d'un compresseur à spirale R-407C à vitesse fixe sous diverses conditions d'injection. La méthodologie repose sur une corrélation dimensionnelle-PI, comparée à des modèles existants tels que le polynôme à 10 coefficients de l'AHRI et une corrélation de **Fernando M. Tello-Oquendo**. Les résultats montrent que la corrélation dimensionnelle-PI modélise le ratio d'injection avec une erreur moyenne de $\pm 11.7\%$, une valeur R^2 de 91.7% , et une RMSE de 12.5% . Elle prédit également avec précision la consommation d'énergie, avec une erreur absolue de $\pm 0.5\%$ et une valeur R^2 de 99.85% . La comparaison indique que la corrélation dimensionnelle-PI offre une meilleure précision pour le ratio d'injection et la consommation d'énergie par rapport aux modèles existants, comme en témoignent les faibles erreurs et les hautes valeurs de R^2 obtenues.

S.M.R.de Carvalho et al en 2019 [8] ont fait l'optimisation d'un cycle frigorifique à injection de vapeur en utilisant des frigorigènes hydrocarbures mélangés. L'objectif est d'améliorer l'efficacité énergétique des systèmes de réfrigération en combinant des frigorigènes mélangés à base d'hydrocarbures. Les chercheurs ont simulé et optimisé le cycle pour obtenir un COP maximal, en considérant une capacité de réfrigération fixe dans l'évaporateur pour abaisser la température d'un fluide thermique secondaire. L'utilisation d'un flash tank avec injection de vapeur a permis d'améliorer le COP de 4% à 36% par rapport au cycle de compression de vapeur traditionnel. Le mélange R290/R600 avec une composition de $60/40\%$ en poids a présenté le COP maximal de $4,88$.

F.M. Tello-Oquendo et al en 2019 [9] ont présenté un modèle semi-empirique de compresseurs à spirale et propose une méthodologie pour l'étendre aux compresseurs à injection de vapeur. Ce modèle considère l'évolution idéale du réfrigérant à travers le compresseur tout en tenant compte des principales sources de pertes dans le processus de compression. Il peut prédire l'efficacité du compresseur et l'efficacité volumétrique en fonction de dix paramètres empiriques, ayant chacun une interprétation physique directe. Pour valider le modèle, une série de quatre compresseurs à spirale non injectés de différentes capacités ont été testés en utilisant le R-290, et un compresseur à spirale avec injection de vapeur a été caractérisé en utilisant le R-407C. Les résultats montrent une concordance satisfaisante entre les efficacités expérimentales et calculées des compresseurs, avec une déviation maximale de $\pm 5\%$. De plus, le modèle estime avec précision la température de refoulement du réfrigérant, la puissance

d'entrée du compresseur et le débit massique du réfrigérant dans les ports d'aspiration et d'injection.

H. Wu et al en 2020 [10] ont fait une recherche sur les effets de l'injection de vapeur sur les performances d'un compresseur à double vis en utilisant la dynamique des fluides computationnelle (CFD). Les résultats des simulations CFD montrent que le compresseur avec injection de vapeur présente une pression plus élevée tout au long du processus de compression par rapport à un compresseur sans injection de vapeur. L'augmentation de la pression d'injection de vapeur entraîne une augmentation de la puissance d'entrée, de la puissance de l'arbre et de la puissance indiquée du compresseur. Une pression d'injection de vapeur optimale existe pour les performances du compresseur sous différentes conditions de pression d'injection. Cette recherche montre également qu'il existe une position optimale pour l'injection de vapeur afin de maximiser l'efficacité du compresseur. À pression d'injection de vapeur constante, l'efficacité du compresseur augmente d'abord puis diminue avec l'augmentation du rapport de volume intégré pour la position de l'orifice d'injection de vapeur.

Amjid Khan et al en 2023 [11] ont fait une étude comparative quantitative de la performance de différents systèmes de cycles de compression de vapeur, notamment le système économisé à réservoir de détente (FTES), le système à injection multiple de réfrigérant (MRIS) et le système noyé dans l'huile (OFS). L'objectif principal est d'optimiser le (COP) en modifiant les compresseurs multi-étages en compresseurs mono-étage noyés pour approcher la compression isotherme. Les auteurs ont introduit des modèles thermodynamiques basés sur des mélanges idéaux pour chaque système, incluant l'efficacité du mélange comme une mesure pour évaluer le mélange non idéal de l'OFS. Les résultats indiquent qu'avec le MRIS, une augmentation du nombre de points d'injection améliore considérablement le COP du cycle, allant de 18 % à 51 % pour les applications de climatisation et de réfrigération. L'OFS montre que l'augmentation du débit massique d'huile améliore significativement le COP par rapport au cycle de référence, ce qui est avantageux pour les applications à température de relevage élevée. À une température d'évaporation de -40 °C , le COP relatif du MRIS avec 2 points d'injection est de 7,5 % supérieur au FTES et de 5,0 % supérieur à l'OFS. En outre, la quantification de l'influence du modèle de mélange non idéal pour l'OFS révèle qu'une efficacité de mélange de 80 % entraîne une dégradation de 21 % du COP du système, soulignant l'impact significatif de l'hypothèse de mélange idéal sur le potentiel d'un OFS.

S. Jing et al en 2024 [12] ont analysé l'efficacité d'un cycle de pompe à chaleur à injection de vapeur assistée par un éjecteur avec des évaporateurs doubles dans le contexte d'une application de séchage. L'objectif est d'améliorer les performances de chauffage par rapport au cycle traditionnel de pompe à chaleur à injection de vapeur. L'étude se concentre sur l'analyse énergétique, l'analyse exergetique et la comparaison des performances des deux cycles. Le cycle EFVIC (Ejector-assisted Flash Tank Vapor Injection Heat Pump Cycle) comprend un évaporateur haute température supplémentaire et un éjecteur pour améliorer les performances du système. L'éjecteur permet de récupérer le travail d'expansion du système, ce qui permet d'utiliser l'évaporateur haute température et d'améliorer les performances globales du cycle. Le système EFVIC présente une meilleure capacité de chauffage volumétrique et un coefficient de performance plus élevé par rapport au système FVIC traditionnel. Les résultats montrent que l'efficacité exergetique du système EFVIC avec le réfrigérant R1234yf est supérieure à celle du système FVIC utilisant le même réfrigérant.

L'étude expérimentale de **Xu Shuxue et al en 2013 [13]** sur l'utilisation du difluorométhane R32 dans un système amélioré d'injection de vapeur pour la réfrigération et la pompe à chaleur, a révélé que l'utilisation du R32 réduit les températures de décharge du compresseur et améliore la capacité de chauffage de 3 à 9 % par rapport au système monophasé. Les performances de refroidissement et de chauffage dépendent des conditions de fonctionnement. Une plage optimale de masse d'injection de vapeur de 12 à 16 % a été identifiée pour des performances globales optimales, et l'injection de vapeur a entraîné des augmentations des températures de condensation et d'évaporation. Ces conclusions mettent en évidence les avantages potentiels du R32 en tant que fluide frigorigène pour les systèmes de réfrigération et de pompe à chaleur.

F. Wei et al en 2023 [14] ont examiné l'effet de l'injection de vapeur sur les performances d'une pompe à chaleur à source d'eau utilisant l'hydrofluoro-oléfine R1234ze(E). L'étude expérimentale a été réalisée en trois modes différents : IHX, FT et NOI, avec des variations des températures d'entrée de l'évaporateur et du condenseur. Les résultats ont démontré que l'injection de vapeur a significativement augmenté la capacité de chauffage et le coefficient de performance du système. L'analyse de l'effet de l'injection de vapeur sur les débits de réfrigérant du condenseur et de l'évaporateur a montré une augmentation du débit de condenseur avec un ratio d'injection plus élevé dans le mode FT par rapport au mode IHX. De plus, l'étude a souligné que l'injection de vapeur avec le R1234ze(E) peut améliorer l'efficacité énergétique

des pompes à chaleur à source d'eau. Ces conclusions offrent des perspectives précieuses pour le développement de systèmes de chauffage plus durables et efficaces.

Z. Wang et al en 2023 [15] ont fait une modélisation mathématique du transfert bidirectionnel de chaleur et de masse lors de l'évaporation-condensation dans un compresseur à vapeur à vis unique doté d'un profil d'enveloppe multi-colonnes. Les résultats de simulation sont validés par des données expérimentales, avec une erreur de pression d'échappement inférieure à 5%. L'analyse des caractéristiques de transfert de chaleur et de masse met en évidence une amélioration significative des performances du compresseur grâce à l'ajout de pulvérisation d'eau. L'efficacité volumétrique et l'efficacité d'indication adiabatique peuvent être augmentées respectivement de 0,98% et 3,83%. En outre, l'étude souligne l'impact des paramètres de pulvérisation d'eau tels que la température, la pression, la surchauffe d'aspiration et la contre-pression sur les performances du compresseur.

S.M. Hosseinnia et al en 2023 [16] ont fait l'étude d'une pompe à chaleur à haute température en cascade utilisant R718/R717 avec une injection de liquide pour désurchauffer la température de décharge des compresseurs, améliorant ainsi la lubrification et l'étanchéité des composants mobiles. La modélisation thermodynamique montre que ce système peut gérer des hausses de température élevées tout en améliorant les performances. Les cartes de performance indiquent un coefficient de performance (COP) atteignant 1,35 à une élévation de température de 180°C. La capacité de chauffage volumétrique (VHC) et le produit COP×VHC sont également évalués. À une élévation de température de 180°C (de $T_e(R717) = -10^\circ\text{C}$ à $T_c(R718) = 170^\circ\text{C}$), la pompe à chaleur peut fournir une charge de chauffage de 1 MW avec un COP de 1,35 et une charge de refroidissement de 438,6 kW à -10°C . L'injection de liquide permet de désurchauffer la température de décharge du compresseur, réduisant ainsi le nombre de compresseurs nécessaires et les coûts.

Y. Tian et al en 2017 [17] ont fait une étude sur un modèle thermodynamique du processus de fonctionnement du compresseur bi-vis avec injection d'eau, prenant en compte les transferts de chaleur et de masse entre l'eau liquide et la vapeur. La validation de ce modèle est effectuée à l'aide de diagrammes indicateurs P-V enregistrés expérimentalement. Les résultats de simulation montrent que l'injection d'eau peut augmenter l'efficacité volumétrique de 5 % et l'efficacité adiabatique indicatrice de 6 %. Une fois la vapeur déchargée refroidie à saturation, la puissance de l'arbre du compresseur augmente, tandis que l'efficacité adiabatique indicatrice et le débit volumique restent relativement stables malgré l'augmentation continue de l'eau

injectée. L'injection d'eau influence également la température de la vapeur comprimée et la consommation de puissance. Une injection excessive n'est pas recommandée, car elle peut consommer plus de puissance sans améliorer significativement l'efficacité du compresseur. La température de l'eau injectée a peu d'effet sur les performances globales du compresseur, ce qui signifie qu'elle n'a pas besoin d'être ajustée précisément.

S.M.Hosseinnia et al en 2024 [18] ont travaillé sur une pompe à chaleur en cascade haute température (HTCHP) visant à décarboniser le chauffage industriel. Le système utilise de l'eau (R718) dans la phase haute température (High Stage HS) et six réfrigérants à faible potentiel de réchauffement global (GWP) dans la phase basse température (Low Stage LS). L'eau est choisie pour la phase HS en raison de sa capacité à atteindre des températures de condensation élevées, essentielles pour la décarbonisation. Afin de limiter les températures élevées de décharge du compresseur, l'injection d'eau liquide est appliquée et modélisée pour la vapeur sèche et humide. Les réfrigérants à faible GWP évalués pour la phase LS sont R1234ze(Z), R1233zd(E), R1336mzz(Z), R600, R600a et R601. L'efficacité de l'échangeur de chaleur interne est également analysée pour améliorer les performances du cycle LS. La modélisation thermodynamique validée par des données expérimentales présente une erreur maximale inférieure à 5%. L'analyse de la performance thermique révèle que la combinaison R718 + R600 offre les meilleures performances, avec un $\text{COP} \times \text{VHC}$ maximum de $2895,1 \text{ kJ m}^{-3}$ à une température de condensation de l'eau de 190°C et une récupération de chaleur à 50°C . La compression de vapeur humide avec injection d'eau démontre un COP supérieur à celui de la vapeur sèche. En outre, la combinaison R718 + R601 atteint la meilleure efficacité de la seconde loi à 64,7% pour un delta de température HS de 90°C .

S.M.Hosseinnia et al en 2023 [19] ont utilisé de l'eau comme réfrigérant naturel à faible potentiel de réchauffement global dans les pompes à chaleur haute température. L'objectif principal est de décarboniser l'énergie industrielle en fournissant une énergie thermique à des températures élevées, proches de 200°C . Premièrement, la compression de la vapeur d'eau montre des températures de décharge extrêmement élevées, même pour des élévations de température relativement faibles. Par exemple, à une efficacité isentropique du compresseur de 0,9 ; la température de décharge de la vapeur sèche peut facilement dépasser 280°C . Pour résoudre ce problème, l'injection de liquide dans le processus de compression est utilisée pour désurchauffer la vapeur et la ramener à l'état saturé à la sortie du compresseur, ce qui est crucial pour maintenir des températures de décharge acceptables. Le système est analysé en utilisant un compresseur à palettes rotatives, capable de compresser des mélanges liquide-gaz en deux

phases, rendant la compression de vapeur humide plus efficace. Les résultats de l'étude indiquent que le travail requis pour la compression avec injection de liquide est de 344,2 kW pour la compression humide et de 405,82 kW pour la compression sèche.

S. M. Hosseinnia et al en 2024 [21] ont analysé une nouvelle pompe à chaleur en cascade utilisant des réfrigérants naturels, l'ammoniac (R717) et l'eau (R718), pour le chauffage des bâtiments dans des climats subarctiques. Cette pompe vise à surmonter les limitations des pompes à chaleur aérothermiques conventionnelles à des températures extrêmement basses, qui perdent en efficacité en dessous de -20°C . La méthodologie repose sur la modélisation thermodynamique avec injection de liquide pour améliorer la performance des compresseurs. Les résultats montrent que la pompe peut fournir 6,35 kW de chauffage à 50°C avec un COP de 1,985 à -40°C , ce qui est significativement plus efficace que les ASHP conventionnelles. L'injection de liquide optimise les performances des compresseurs et réduit les températures de décharge, augmentant ainsi l'efficacité même à des températures très basses. Sur le plan environnemental, les réfrigérants R717 et R718 ont un PRG proche de zéro, réduisant ainsi l'empreinte carbone des systèmes de chauffage. La pompe est particulièrement adaptée aux régions subarctiques et arctiques, offrant une alternative plus verte et efficace aux systèmes de chauffage actuels. L'étude démontre que l'utilisation de réfrigérants naturels et des techniques d'injection de liquide peut améliorer considérablement les performances thermodynamiques et environnementales des systèmes de chauffage dans des climats extrêmement froids.

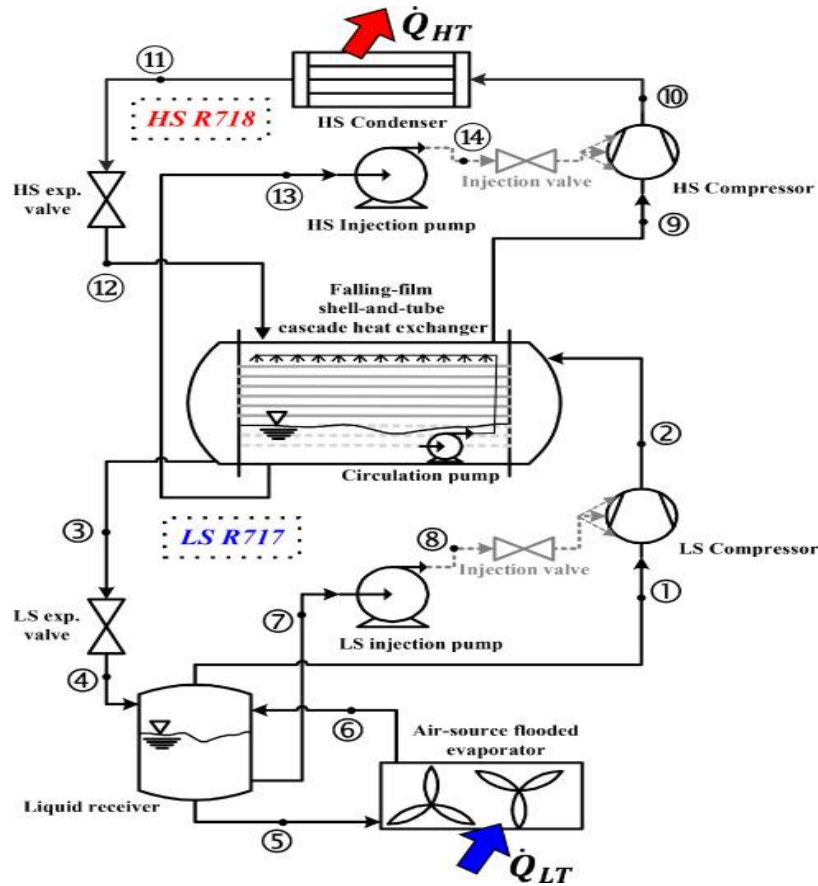


Figure I.1 : schéma d'un système frigorifique en cascade à injection liquide [21]

I.5 Conclusion

D'après ce chapitre, on peut déduire que les systèmes frigorifiques à compression de vapeur à injection offrent une performance supérieure.

L'ammoniac liquide est présenté comme un fluide frigorigène efficace, économique et respectueux de l'environnement pour les systèmes de réfrigération industrielle, malgré les précautions nécessaires en raison de sa toxicité et de son inflammabilité.

Cette analyse bibliographique offre un panorama complet de l'évolution des études expérimentales et théoriques, ainsi que des progrès technologiques réalisés dans le domaine des systèmes frigorifiques à injection de vapeur et de liquide.

Chapitre II : Etude thermodynamique

II.1 Introduction

Les concepteurs optent pour les systèmes frigorifiques à injection en raison de leur performance et de leur efficacité supérieures, soutenues par plusieurs avantages.

Ces systèmes offrent une efficacité énergétique optimisée, engendrant des économies à long terme.

Le schéma suivant présente un système frigorifique utilisant l'ammoniac (R717) comme fluide frigorigène. Ce système est déterminé par les composants de base d'un circuit frigorifique dont l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur en plus d'une pompe qui alimente les injecteurs ces derniers assurent l'injection du fluide dans le compresseur différentes étapes de compression, optimisant les performances du système.

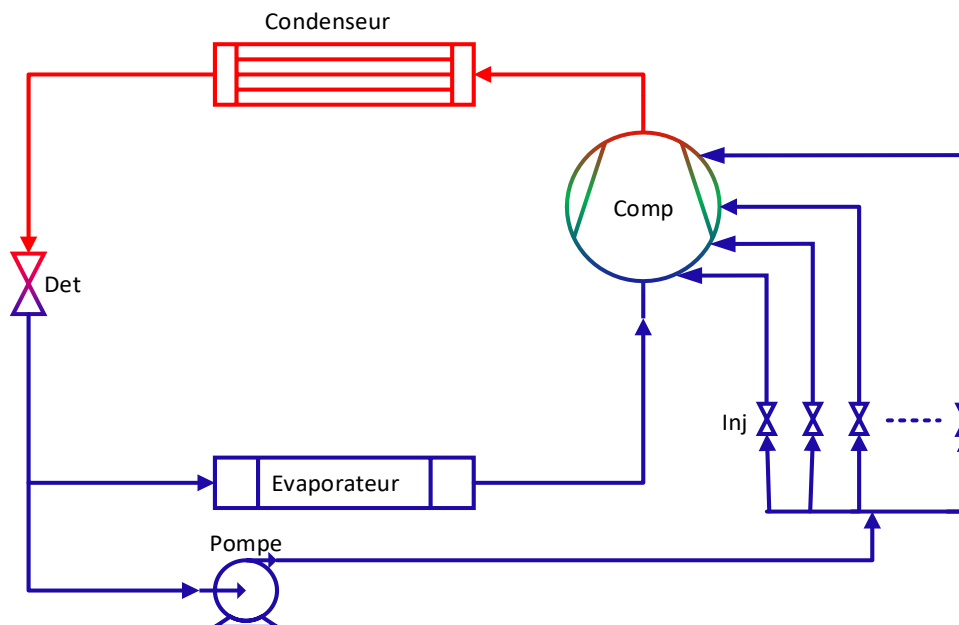


Figure II.1 : schéma de base d'un système frigorifique a compression de vapeur a injecteur pompe

Dans ce système, l'ammoniac liquide entre dans l'évaporateur où il absorbe la chaleur de l'environnement extérieur, se vaporisant ainsi. Ensuite, l'ammoniac vapeur basse pression est aspiré par le compresseur qui le comprime, augmentant sa pression et sa température. L'ammoniac vapeur haute pression est associé à de l'ammoniac liquide injecté par la vanne d'injection le ramenant à l'état de saturation pour ensuite être comprimé ce qui permet une amélioration des performances du compresseur et de maintenir la lubrification interne, à la sortie du compresseur il passe dans le condenseur où il libère sa chaleur et se condense en liquide.

Le liquide haute pression d'ammoniac est ensuite dirigé vers le détendeur qui réduit sa pression, ce qui provoque une baisse de température et prépare l'ammoniac pour l'évaporation tandis que la pompe fait circuler du liquide vers les injecteurs.

Ce cycle se répète, assurant un circuit fermé et optimisant l'efficacité énergétique. L'utilisation de l'ammoniac comme réfrigérant naturel avec un faible potentiel de réchauffement global est au cœur de ce système, visant à offrir une solution efficace et écologique pour le refroidissement.

Le système à étudier sera divisé en trois cycles :

-Un cycle à un seul injecteur.

-Un cycle à 2 injecteurs

-Un cycle à 3 injecteurs.

II.2 Analyse énergétique et exergetique d'un cycle à un seul injecteur

La **Figure II.2** schématise un cycle frigorifique utilisé dans les systèmes de réfrigération et de climatisation. Ce cycle commence avec le compresseur, qui aspire le fluide frigorigène gazeux à basse pression et basse température sortant de l'évaporateur, et le comprime pour augmenter sa pression et sa température, ensuite un débit \dot{m}_{inj} est injecté à la fin de la première compression à l'aide de l'injecteur qui est alimenté par la pompe indiqué en bas, ce débit se mélange au débit \dot{m}_e sortant de l'évaporateur pour former le débit massique total \dot{m}_c qui circule dans l'installation provoquant ainsi une désurchauffe ,ce processus diminue la température du fluide le ramenant ainsi à la saturation, pour ensuite le comprimé jusqu'à une pression et température élevée .

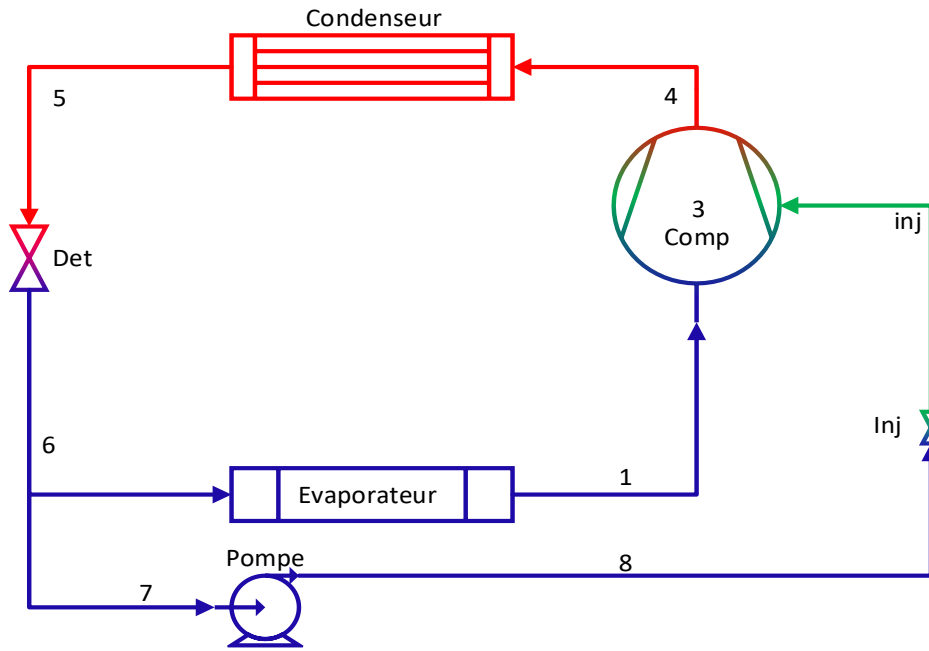


Figure II.2: Système frigorifique à compression de vapeur à injecteur pompe (cas d'un seul injecteur)

Ensuite, le fluide frigorigène sortant du compresseur entre dans le condenseur. Dans le condenseur, le fluide cède de la chaleur à l'environnement extérieur, ce qui le fait se condenser et passer à l'état liquide.

Le fluide liquide à haute pression traverse ensuite le détendeur, où sa pression et sa température chutent brusquement. Ce processus permet au fluide de se vaporiser partiellement.

Le fluide frigorigène avec un débit \dot{m}_e à basse pression et basse température entre alors dans l'évaporateur. Là, il absorbe la chaleur de l'environnement à refroidir ce qui provoque sa vaporisation complète. Le fluide ressort de l'évaporateur sous forme de gaz.

La pompe, indiquée en bas, alimente l'injecteur avec le débit massique \dot{m}_{inj} . Le cycle se répète ensuite pour maintenir une température basse dans l'espace à refroidir.

Compression (1-2)

- Bilan massique :

D'après la conservation de masse au niveau du compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e = \dot{m}_1 \quad (\text{II.1})$$

Le débit \dot{m}_e sortant de l'évaporateur est le même débit qui circule lors de la compression (1-2) on l'appelle \dot{m}_1 .

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_{c(1-2)} = \dot{m}_1 h_2 \quad (\text{II.2})$$

Sachant que :

$$h_2 = h_1 + \left(\frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}} \right) \quad (\text{II.3})$$

Avec : $\eta_{is} = 0.85$ le rendement isentropique

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.4})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}_1 s_2 - \dot{m}_1 s_1 = \dot{m}_1 (s_2 - s_1) \quad (\text{II.5})$$

- Bilan exergétique :

Le bilan d'exergie s'écrit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.6})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.7})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 \quad (\text{II.8})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{m}_1 [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II.9})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.10})$$

La puissance réversible est de la forme suivante :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_1 [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II.11})$$

$$\text{Et : } \dot{W}_{in} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (\text{II.12})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) - \dot{m}_1 [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II.13})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_1 T_0 (s_2 - s_1) \quad (\text{II.14})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} \quad (\text{II.15})$$

D\u00e9surchauffe (2-3)

- Bilan \u00e9nerg\u00e9tique :

Le bilan d'\u00e9nergie s'\u00e9crit ainsi :

$$\dot{m}_e h_2 + \dot{m}_{inj} h_8 = (\dot{m}_e + \dot{m}_{inj}) h_3 \quad (\text{II.16})$$

- Bilan \u00e9xerg\u00e9tique :

Le bilan d'\u00e9xergie s'\u00e9crit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.17})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.18})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_8 - \dot{E}x_3 \quad (\text{II.19})$$

Finalement l'\u00e9xergie d\u00e9truite est d\u00e9finie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e (h_2 - T_0 s_2) + \dot{m}_{inj} (h_8 - T_0 s_8) - (\dot{m}_e + \dot{m}_{inj}) (h_3 - T_0 s_3) \quad (\text{II.20})$$

Compression (3-4)

- Bilan massique :

D'apr\u00e8s la conservation de masse au niveau du compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e + \dot{m}_{inj} = \dot{m}_c \quad (\text{II.21})$$

Le d\u00e9bit sortant de la compression (1-2) est m\u00e9lang\u00e9 avec le d\u00e9bit \dot{m}_{inj} inject\u00e9 afin de former le d\u00e9bit \dot{m}_c .

- Bilan \u00e9nerg\u00e9tique :

Le bilan d'\u00e9nergie s'\u00e9crit ainsi :

$$\dot{m}_c h_3 + \dot{W}_{C(3-4)} = \dot{m}_c h_4 \quad (\text{II.22})$$

Sachant que :

$$h_4 = h_3 + \left(\frac{h_{4is} - h_3}{\eta_{is}} \right) \quad (\text{II.23})$$

Avec : $\eta_{is} = 0.85$ le rendement isentropique

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta\dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.24})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}_c s_4 - \dot{m}_c s_3 = \dot{m}_c (s_4 - s_3) \quad (\text{II.25})$$

- Bilan exergétique :

Le bilan d'exergie s'écrit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.26})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.27})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 \quad (\text{II.28})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{m}_c [h_4 - h_3 - T_0 (s_4 - s_3)] \quad (\text{II.29})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.30})$$

La puissance réversible est de la forme suivante :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_c [h_4 - h_3 - T_0 (s_4 - s_3)] \quad (\text{II.31})$$

$$\text{Et : } \dot{W}_{in} = \dot{m}_c (h_4 - h_3) \quad (\text{II.32})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c (h_4 - h_3) - \dot{m}_c [h_4 - h_3 - T_0 (s_4 - s_3)] \quad (\text{II.33})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c T_0 (s_4 - s_3) \quad (\text{II.34})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{générée} \quad (\text{II.35})$$

Condenseur (4-5)

- Bilan massique :

Le bilan de masse s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_c \quad (\text{II.36})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_c h_4 = \dot{Q}_c + \dot{m}_c h_5 \quad (\text{II.37})$$

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta\dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.38})$$

$$\dot{S}_{générée} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}_c s_5 - \dot{m}_c s_4 \quad (\text{II.39})$$

- Bilan exergétique :

Le bilan d'exergie s'écrit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.40})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.41})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_5 - \dot{E}x_{\dot{Q}_c} \quad (\text{II.42})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c [h_4 - h_5 - T_0 (s_4 - s_5)] - \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \quad (\text{II.43})$$

Détendeur (5-6)

- Bilan massique :

Le bilan de masse s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_c \quad (\text{II.44})$$

- Bilan énergétique :

Sachant que: $h_5 = h_6 \quad (\text{II.45})$

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_c h_5 = \dot{m}_c h_6 \quad (\text{II.46})$$

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} = \Delta\dot{S}_{syst\u00e8me} = 0 \quad (\text{II.47})$$

$$\dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II.48})$$

$$\dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} = \dot{m}_c (s_6 - s_5) \quad (\text{II.49})$$

- Bilan \u00e9nerg\u00e9tique :

Le bilan d'\u00e9nergie s'\u00e9crit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.50})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.51})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 \quad (\text{II.52})$$

Finalement l'\u00e9nergie d\u00e9truite est d\u00e9finie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} \quad (\text{II.53})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c T_0 (s_6 - s_5) \quad (\text{II.54})$$

Evaporateur (7-1)

- Bilan massique :

Le bilan de masse s'\u00e9crit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e \quad (\text{II.55})$$

- Bilan \u00e9nerg\u00e9tique :

Le bilan d'\u00e9nergie s'\u00e9crit ainsi :

$$\dot{m}_e h_6 = \dot{Q}_f + \dot{m}_e h_1 \quad (\text{II.56})$$

Donc :

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{Q}_f}{h_1 - h_6} \quad (\text{II.57})$$

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'\u00e9crit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} = \Delta\dot{S}_{syst\u00e8me} = 0 \quad (\text{II.58})$$

$$\dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II.59})$$

$$\dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} = \dot{m}_e s_1 - \dot{m}_e s_6 - \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \quad (\text{II.60})$$

- Bilan \u00e9nerg\u00e9tique :

Le bilan d'\u00e9nergie s'\u00e9crit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.61})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.62})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{\dot{Q}_f} - \dot{E}x_1 \quad (\text{II.63})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e [(h_6 - T_0(s_6 - s_0)) - h_1 - T_0(s_1 - s_0)] + T_0 \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \quad (\text{II.64})$$

Finalement l'\u00e9nergie d\u00e9truite est d\u00e9finie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e [(h_6 - h_1) - T_0(s_6 - s_1)] + \dot{Q}_f \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) \quad (\text{II.65})$$

Pompe (7-8)

- Bilan massique :

Le bilan de masse s'\u00e9crit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{inj} \quad (\text{II.66})$$

- Bilan \u00e9nerg\u00e9tique :

Le bilan d'\u00e9nergie s'\u00e9crit ainsi :

$$\dot{m}_{inj} h_7 + \dot{W}_p = \dot{m}_{inj} h_8 \quad (\text{II.67})$$

sachant que :

$$h_8 = h_7 + \left(\frac{h_{8is} - h_7}{\eta_p} \right) \quad (\text{II.68})$$

Avec : $\eta_p = 0.8$ le rendement de la pompe

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'\u00e9crit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} = \Delta \dot{S}_{syst\u00e8me} = 0 \quad (\text{II.69})$$

$$\dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} = \dot{m}_{inj} s_8 - \dot{m}_{inj} s_7 = \dot{m}_{inj} (s_8 - s_7) \quad (\text{II.70})$$

- Bilan éxergétique :

Le bilan d'exergie s'écrit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.71})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.72})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 \quad (\text{II.73})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{m}_{inj}[h_8 - h_7 - T_0 (s_8 - s_7)] \quad (\text{II.74})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.75})$$

La puissance réversible est de la forme suivante :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_{inj} [h_8 - h_7 - T_0 (s_8 - s_7)] \quad (\text{II.76})$$

$$\text{Et : } \dot{W}_{in} = \dot{m}_{inj}(h_8 - h_7) \quad (\text{II.77})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{inj}(h_8 - h_7) - \dot{m}_{inj} [h_8 - h_7 - T_0 (s_8 - s_7)] \quad (\text{II.78})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{inj}T_0 (s_8 - s_7) \quad (\text{II.79})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{générée} \quad (\text{II.80})$$

Puissance mise en jeu avec le milieu extérieur

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c(h_4 - h_5) \quad (\text{II.81})$$

Puissance consommée par la compression (1-2)

$$\dot{W}_{c(1-2)} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (\text{II.82})$$

Puissance consommée par la compression (3-4)

$$\dot{W}_{c(3-4)} = \dot{m}_c(h_4 - h_3) \quad (\text{II.83})$$

Puissance consommée par la pompe (7-8)

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{inj}(h_8 - h_7) \quad (\text{II.84})$$

Puissance totale consommée

$$\dot{W} = \dot{W}_{c(1-2)} + \dot{W}_{c(3-4)} + \dot{W}_p \quad (\text{II.85})$$

Coefficient de performance du cycle

$$COP = \dot{Q}_f / \dot{W} \quad (\text{II.86})$$

Exergie détruite totale

$$\dot{E}x_{det\ totale} = \Sigma \dot{E}x_{det} \quad (\text{II.87})$$

Rendement exergetique

$$\eta_{exergétique} = \frac{\dot{W} - \dot{E}x_{det\ total}}{\dot{W}} \quad (\text{II.88})$$

Durabilité

$$D = 1 / (1 - \eta_{exergétique}) \quad (\text{II.89})$$

II.3 Analyse énergétique et exergetique d'un cycle à 2 injecteurs

Le cycle frigorifique schématisé dans la **Figure II.3** commence avec le compresseur qui aspire le fluide frigorigène gazeux à basse pression et basse température sortant de l'évaporateur et le comprime pour augmenter sa pression et sa température. Le débit \dot{m}_e ainsi compressé, maintenant à haute pression et haute température, est mélangé avec un débit \dot{m}_{inj1} injecté par le premier injecteur ramenant ainsi ce mélange ($\dot{m}_e + \dot{m}_{inj1}$) à l'état de saturation donc à une température plus basse ce processus est identifié en tant que première désurchauffe, ce mélange est ensuite comprimé pour aller vers un palier de pression supérieur et une température élevée, à la fin de cette seconde compression, le deuxième injecteur injecte un débit \dot{m}_{inj2} ce dernier est associé aux deux premiers débits pour former le débit total \dot{m}_c , une deuxième désurchauffe se produit, le fluide subit enfin une troisième compression pour arriver jusqu'à la pression de condensation. Dans le condenseur, le fluide cède de la chaleur et se condense en liquide.

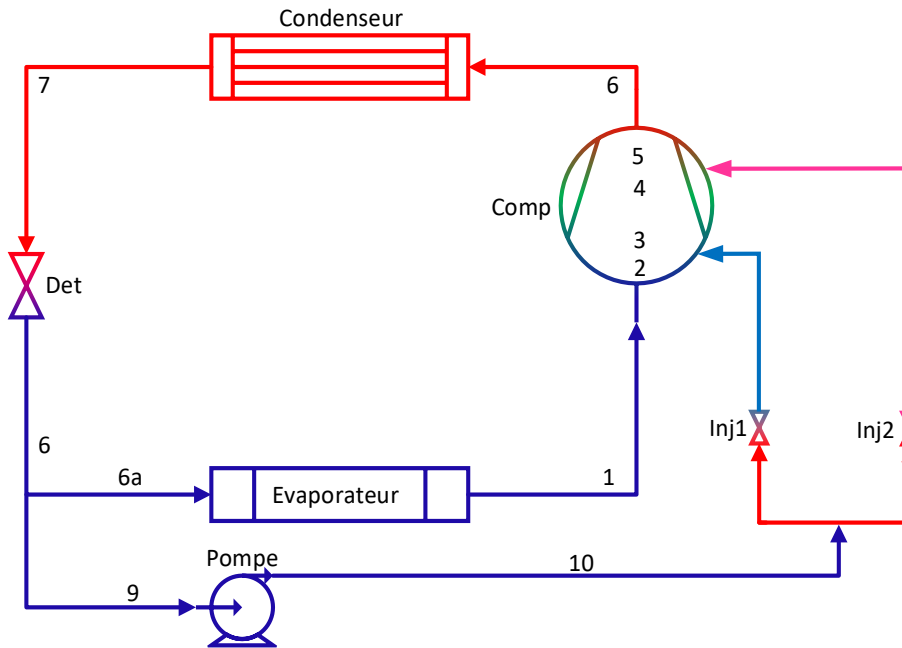


Figure II.3: Système frigorifique à compression de vapeur à injecteur pompe (cas de deux injecteurs)

Ensuite, le fluide liquide traverse le détendeur, où sa pression et sa température chutent subitement. Le fluide avec le débit \dot{m}_e entre alors dans l'évaporateur, où il absorbe la chaleur de l'environnement à refroidir, se vaporisant complètement et ressortant sous forme de gaz.

La pompe alimente l'injecteur 1 et 2 avec les débits massiques \dot{m}_{inj1} et \dot{m}_{inj2} . Le cycle se répète ensuite pour maintenir une température basse dans l'espace à refroidir.

Une étude de différents bilans a été réalisée sur chaque composant du cycle

Compression (1-2)

- Bilan massique :

D'après la conservation de masse au niveau du compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e = \dot{m}_1 \quad (\text{II.90})$$

Le débit \dot{m}_e sortant de l'évaporateur est le même débit qui circule lors de la compression (1-2) on l'appelle \dot{m}_1 .

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_{c(1-2)} = \dot{m}_1 h_2 \quad (\text{II.91})$$

Sachant que :

$$h_2 = h_1 + \left(\frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}} \right) \quad (\text{II.92})$$

Avec : $\eta_{is} = 0.85$ le rendement isentropique

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta\dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.93})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}_1 s_2 - \dot{m}_1 s_1 = \dot{m}_1 (s_2 - s_1) \quad (\text{II.94})$$

- Bilan exergétique :

Le bilan d'exergie s'écrit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.95})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.96})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 \quad (\text{II.97})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{m}_1 [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II.98})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.99})$$

La puissance réversible est de la forme suivante :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_1 [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II.100})$$

$$\text{Et : } \dot{W}_{in} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (\text{II.101})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) - \dot{m}_1 [h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II.102})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_1 T_0 (s_2 - s_1) \quad (\text{II.103})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{générée} \quad (\text{II.104})$$

Désurchauffe (2-3)

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_e h_2 + \dot{m}_{inj1} h_{10} = (\dot{m}_e + \dot{m}_{inj1}) h_3 \quad (\text{II.105})$$

- Bilan éxergétique :

Le bilan d'exergie s'écrit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.106})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.107})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_3 \quad (\text{II.108})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e (h_2 - T_0 s_2) + \dot{m}_{inj1} (h_{10} - T_0 s_{10}) - (\dot{m}_e + \dot{m}_{inj1}) (h_3 - T_0 s_3) \quad (\text{II.109})$$

Compresseur (3-4)

- Bilan massique :

D'après la conservation de masse au niveau du compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e + \dot{m}_{inj1} = \dot{m}_2 \quad (\text{II.110})$$

Le débit sortant de la compression (1-2) est mélangé avec le débit \dot{m}_{inj1} injecté par le premier injecteur afin de former le débit \dot{m}_2 .

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_2 h_3 + \dot{W}c_{(3-4)} = \dot{m}_2 h_4 \quad (\text{II.111})$$

Sachant que :

$$h_4 = h_3 + \left(\frac{h_{4is} - h_3}{\eta_{is}} \right) \quad (\text{II.112})$$

Avec : $\eta_{is} = 0.85$ le rendement isentropique

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.113})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}_2 s_4 - \dot{m}_2 s_3 = \dot{m}_2 (s_4 - s_3) \quad (\text{II.114})$$

- Bilan éxergétique :

Le bilan d'exergie s'écrit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.115})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.116})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 \quad (\text{II.117})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{m}_2[h_4 - h_3 - T_0 (s_4 - s_3)] \quad (\text{II.118})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.119})$$

La puissance réversible est de la forme suivante :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_2[h_4 - h_3 - T_0 (s_4 - s_3)] \quad (\text{II.120})$$

$$\text{Et : } \dot{W}_{in} = \dot{m}_2(h_4 - h_3) \quad (\text{II.121})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_2(h_4 - h_3) - \dot{m}_2[h_4 - h_3 - T_0 (s_4 - s_3)] \quad (\text{II.122})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_2 T_0 (s_4 - s_3) \quad (\text{II.123})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{générée} \quad (\text{II.124})$$

Désurchauffe (4-5)

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_2 h_4 + \dot{m}_{inj2} h_{10} = (\dot{m}_2 + \dot{m}_{inj2}) h_5 \quad (\text{II.125})$$

- Bilan éxergétique :

Le bilan d'exergie s'écrit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.126})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.127})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_5 \quad (\text{II.128})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_2(h_4 - t_0s_4) + \dot{m}_{inj2}(h_{10} - t_0s_{10}) - (\dot{m}_2 + \dot{m}_{inj2})(h_5 - t_0s_5) \quad (\text{II.129})$$

Compression (5-6)

- Bilan massique :

D'après la conservation de masse au niveau du compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e + \dot{m}_{inj1} + \dot{m}_{inj2} = \dot{m}_c \quad (\text{II.130})$$

Le débit sortant de la compression (3-4) est mélangé avec le débit \dot{m}_{inj2} injecté par le deuxième injecteur afin d'avoir le débit \dot{m}_c .

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_c h_5 + W_{c(5-6)} = \dot{m}_c h_6 \quad (\text{II.131})$$

Sachant que :

$$h_6 = h_5 + \left(\frac{h_{6is} - h_5}{\eta_{is}} \right) \quad (\text{II.132})$$

Avec : $\eta_{is} = 0.85$ le rendement isentropique

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.133})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}_c s_6 - \dot{m}_c s_5 = \dot{m}_c (s_6 - s_5) \quad (\text{II.134})$$

- Bilan exergétique :

Le bilan d'exergie s'écrit comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.135})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.136})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 \quad (\text{II.137})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{m}_c [h_6 - h_5 - T_0 (s_6 - s_5)] \quad (\text{II.138})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.139})$$

La puissance réversible est de la forme suivante :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_c [h_6 - h_5 - T_0 (s_6 - s_5)] \quad (\text{II.140})$$

$$\text{Et : } \dot{W}_{in} = \dot{m}_c (h_6 - h_5) \quad (\text{II.141})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c (h_6 - h_5) - \dot{m}_c [h_6 - h_5 - T_0 (s_6 - s_5)] \quad (\text{II.142})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c T_0 (s_6 - s_5) \quad (\text{II.143})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{générée} \quad (\text{II.144})$$

Condenseur (6-7)

- Bilan massique :

Le bilan de masse s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_c \quad (\text{II.145})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_c h_6 = \dot{Q}_c + \dot{m}_c h_7 \quad (\text{II.146})$$

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.147})$$

$$\dot{S}_{générée} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}_c s_7 - \dot{m}_c s_6 \quad (\text{II.148})$$

- Bilan exergetique :

Le bilan d'exergie s'écrit comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.149})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.150})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7 - \dot{E}x_{\dot{Q}_c} \quad (\text{II.151})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c [h_6 - h_7 - T_0 (s_6 - s_7)] - \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \quad (\text{II.152})$$

Détendeur (7-8)

- Bilan massique :

Le bilan de masse s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_c \quad (\text{II.153})$$

- Bilan énergétique :

Sachant que : $h_7 = h_8$ (II.154)

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_c h_7 = \dot{m}_c h_8 \quad (\text{II.155})$$

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.156})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II.157})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}_c (s_8 - s_7) \quad (\text{II.158})$$

- Bilan exergetique :

Le bilan d'exergie s'écrit comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.159})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.160})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 \quad (\text{II.161})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{générée} \quad (\text{II.162})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c T_0 (s_8 - s_7) \quad (\text{II.163})$$

Evaporateur (9-1)

- Bilan massique :

Le bilan de masse s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e \quad (\text{II.164})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_e h_8 = \dot{Q}_f + \dot{m}_e h_1 \quad (\text{II.165})$$

Donc :

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{Q}_f}{h_1 - h_8} \quad (\text{II.166})$$

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.167})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II.168})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}_e s_1 - \dot{m}_e s_8 - \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \quad (\text{II.169})$$

- Bilan exergetique :

Le bilan d'exergie comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.170})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.171})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_8 + \dot{E}x_{\dot{Q}_f} - \dot{E}x_1 \quad (\text{II.172})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e [(h_8 - T_0(s_8 - s_0) - h_1 - T_0(s_1 - s_0))] + T_0 \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \quad (\text{II.173})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e [(h_8 - h_1) - T_0(s_8 - s_1)] + \dot{Q}_f \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) \quad (\text{II.174})$$

Pompe (9-10)

- Bilan massique :

Le débit \dot{m}_{inj} est la somme des deux débits injectés \dot{m}_{inj1} et \dot{m}_{inj2} .

Le bilan de masse s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{inj1} + \dot{m}_{inj2} = \dot{m}_{inj} \quad (\text{II.175})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_{inj}h_9 + \dot{W}_p = \dot{m}_{inj}h_{10} \quad (\text{II.176})$$

sachant que :

$$h_{10} = h_9 + \left(\frac{h_{10is} - h_9}{\eta_p} \right) \quad (\text{II.177})$$

Avec : $\eta_p = 0.8$ le rendement de la pompe

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta\dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.178})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}_{inj}s_{10} - \dot{m}_{inj}s_9 = \dot{m}_{inj}(s_{10} - s_9) \quad (\text{II.179})$$

- Bilan exergetique :

Le bilan d'exergie s'écrit comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.180})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.181})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10} \quad (\text{II.182})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{m}_{inj}[h_{10} - h_9 - T_0 (s_{10} - s_9)] \quad (\text{II.183})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.184})$$

La puissance réversible est de la forme suivante :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_{inj}[h_{10} - h_9 - T_0 (s_{10} - s_9)] \quad (\text{II.185})$$

Et : $\dot{W}_{in} = \dot{m}_{inj}(h_{10} - h_9) \quad (\text{II.186})$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{inj}(h_{10} - h_9) - \dot{m}_{inj}[h_{10} - h_9 - T_0 (s_{10} - s_9)] \quad (\text{II.187})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{inj} T_0 (s_{10} - s_9) \quad (\text{II.188})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{généree} \quad (\text{II.189})$$

Puissance mise en jeu avec le milieu extérieur

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c (h_6 - h_7) \quad (\text{II.190})$$

Puissance consommée par la compression (1-2)

$$\dot{W}_{c(1-2)} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (\text{II.191})$$

Puissance consommée par la compression (3-4)

$$\dot{W}_{c(3-4)} = \dot{m}_2 (h_4 - h_3) \quad (\text{II.192})$$

Puissance consommée par la compression (5-6)

$$\dot{W}_{c(5-6)} = \dot{m}_c (h_6 - h_5) \quad (\text{II.193})$$

Puissance consommée par la pompe (7-8)

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{inj} (h_{10} - h_9) \quad (\text{II.194})$$

Puissance totale consommée

$$\dot{W} = \dot{W}_{c(1-2)} + \dot{W}_{c(3-4)} + \dot{W}_{c(5-6)} + \dot{W}_p \quad (\text{II.195})$$

Coefficient de performance du cycle

$$COP = \dot{Q}_f / \dot{W} \quad (\text{II.196})$$

Exergie détruite totale

$$\dot{E}x_{det\ total} = \Sigma \dot{E}x_{det} \quad (\text{II.197})$$

Rendement exergetique

$$\eta_{exergetique} = \frac{\dot{W} - \dot{E}x_{det\ total}}{\dot{W}} \quad (\text{II.198})$$

Durabilité

$$D = 1 / (1 - \eta_{exergetique}) \quad (\text{II.199})$$

II.4 Analyse énergétique et exergetique d'un cycle à 3 injecteurs

Le cycle frigorifique commence par l'aspiration d'un débit \dot{m}_e du fluide frigorigène gazeux à basse pression et basse température par le compresseur, qui le comprime pour augmenter sa pression et sa température, à la fin de cette première compression un débit \dot{m}_{inj1} est injecté par l'injecteur n°1, une première désurchauffe ramène alors le débit $(\dot{m}_e + \dot{m}_{inj1})$ à la saturation. Le fluide est comprimé jusqu'à une pression supérieure, une deuxième injection se manifeste permettant d'avoir un débit \dot{m}_{inj2} qui sera mélangé à \dot{m}_e et \dot{m}_{inj1} , une seconde désurchauffe se produit ainsi le fluide subit une troisième compression pour aller à une pression et une température supérieure, un débit \dot{m}_{inj3} est injecté par le troisième injecteur ce qui permet d'avoir le débit total \dot{m}_c , le processus de désurchauffe et de compression se reproduit. À la sortie du compresseur le fluide est à haute pression et haute température passe dans le condenseur, où il cède de la chaleur et se condense en liquide.

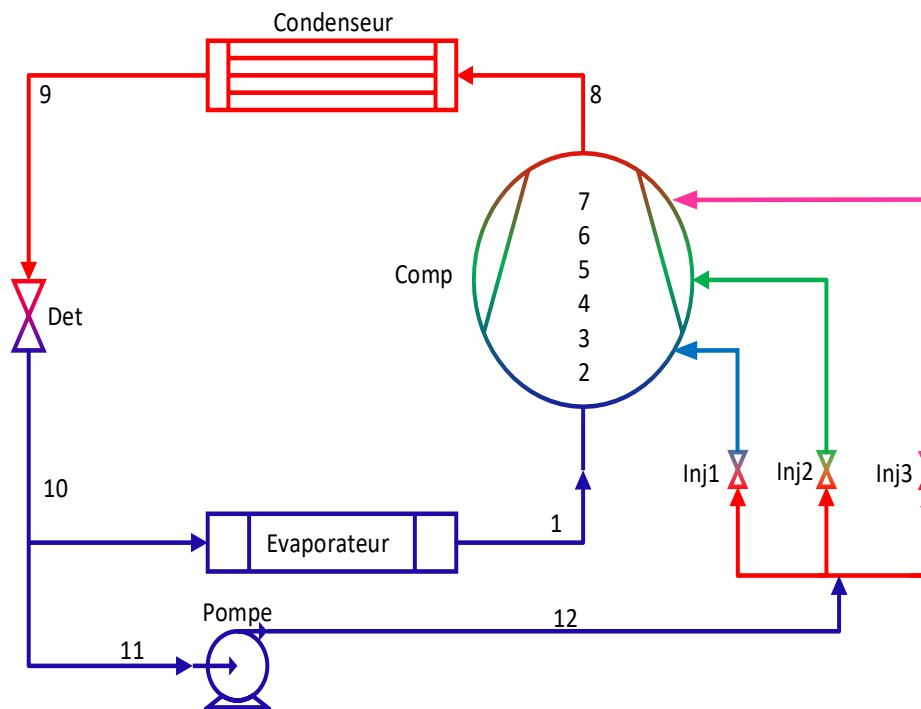


Figure II.4 : Système frigorifique à compression de vapeur à injecteur pompe (cas de trois injecteurs)

Ensuite, le fluide liquide traverse le détendeur, sa pression et sa température chutent, puis entre dans l'évaporateur. Dans l'évaporateur, il absorbe la chaleur de l'environnement à refroidir, se vaporise complètement et ressort sous forme de gaz pour rejoindre le compresseur.

La pompe fournit les injecteurs 1,2 et 3 avec les débits massiques \dot{m}_{inj1} , \dot{m}_{inj2} et \dot{m}_{inj3}
Le cycle se répète pour maintenir une température basse dans l'espace à refroidir.

Le cycle est étudié selon les différents bilans de chaque composant

Compression (1-2)

- Bilan massique :

D'après la conservation de masse au niveau du compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e = \dot{m}_1 \quad (\text{II.200})$$

Le débit \dot{m}_e sortant de l'évaporateur est le même débit qui circule lors de la compression (1-2) on l'appelle \dot{m}_1 .

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{W}_{c(1-2)} = \dot{m}_1 h_2 \quad (\text{II.201})$$

Sachant que :

$$h_2 = h_1 + \left(\frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}} \right) \quad (\text{II.202})$$

Avec : $\eta_{is} = 0.85$ le rendement isentropique

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.203})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}_1 s_2 - \dot{m}_1 s_1 = \dot{m}_1 (s_2 - s_1) \quad (\text{II.204})$$

- Bilan exergetique :

Le bilan d'exergie s'écrit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.205})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.206})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 \quad (\text{II.207})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{m}_1[h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II.208})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.209})$$

La puissance réversible est de la forme suivante :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_1[h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II.210})$$

$$\text{Et : } \dot{W}_{in} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (\text{II.211})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) - \dot{m}_1[h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1)] \quad (\text{II.212})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_1 T_0 (s_2 - s_1) \quad (\text{II.213})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{générée} \quad (\text{II.214})$$

Désurchauffe (2-3)

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_e h_2 + \dot{m}_{inj1} h_{12} = (\dot{m}_e + \dot{m}_{inj1}) h_3 \quad (\text{II.215})$$

- Bilan exergetique :

Le bilan d'exergie s'écrit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.216})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.217})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_3 \quad (\text{II.218})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e (h_2 - T_0 s_2) + \dot{m}_{inj1} (h_{12} - T_0 s_{12}) - (\dot{m}_e + \dot{m}_{inj1}) (h_3 - T_0 s_3) \quad (\text{II.219})$$

Compression (3-4)

- Bilan massique :

D'après la conservation de masse au niveau du compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e + \dot{m}_{inj1} = \dot{m}_2 \quad (\text{II.220})$$

Le débit sortant de la compression (1-2) est mélangé avec le débit \dot{m}_{inj1} injecté par le premier injecteur afin de former le débit \dot{m}_2 .

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_2 h_3 + \dot{W}_{C(3-4)} = \dot{m}_2 h_4 \quad (\text{II.221})$$

Sachant que :

$$h_4 = h_3 + \left(\frac{h_{4is} - h_3}{\eta_{is}} \right) \quad (\text{II.222})$$

Avec : $\eta_{is} = 0.85$ le rendement isentropique

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.223})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}_2 s_4 - \dot{m}_2 s_3 = \dot{m}_2 (s_4 - s_3) \quad (\text{II.224})$$

- Bilan exergétique :

Le bilan d'exergie s'écrit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.225})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.226})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 \quad (\text{II.227})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{m}_2 [h_4 - h_3 - T_0 (s_4 - s_3)] \quad (\text{II.228})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.229})$$

La puissance réversible est de la forme suivante :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_2 [h_4 - h_3 - T_0 (s_4 - s_3)] \quad (\text{II.230})$$

$$\text{Et : } \dot{W}_{in} = \dot{m}_2 (h_4 - h_3) \quad (\text{II.231})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_2 (h_4 - h_3) - \dot{m}_2 [h_4 - h_3 - T_0 (s_4 - s_3)] \quad (\text{II.232})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_2 T_0 (s_4 - s_3) \quad (\text{II.233})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} \quad (\text{II.234})$$

D\u00e9surchauffe (4-5)

- Bilan \u00e9nerg\u00e9tique :

Le bilan d'\u00e9nergie s'\u00e9crit ainsi :

$$\dot{m}_2 h_4 + \dot{m}_{inj2} h_{12} = (\dot{m}_2 + \dot{m}_{inj2}) h_5 \quad (\text{II.235})$$

- Bilan \u00e9xerg\u00e9tique :

Le bilan d'\u00e9xergie s'\u00e9crit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.236})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.237})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_5 \quad (\text{II.238})$$

Finalement l'\u00e9xergie d\u00e9truite est d\u00e9finie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_2 (h_4 - T_0 s_4) + \dot{m}_{inj2} (h_{12} - T_0 s_{12}) - (\dot{m}_e + \dot{m}_{inj1} + \dot{m}_{inj2}) (h_5 - T_0 s_5) \quad (\text{II.239})$$

Compression (5-6)

- Bilan massique :

D'apr\u00e8s la conservation de masse au niveau du compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e + \dot{m}_{inj1} + \dot{m}_{inj2} = \dot{m}_3 \quad (\text{II.240})$$

Le d\u00e9bit sortant de la compression (3-4) est m\u00e9lang\u00e9 avec le d\u00e9bit \dot{m}_{inj2} inject\u00e9 par le deuxi\u00e8me injecteur afin de former le d\u00e9bit \dot{m}_3 .

Bilan \u00e9nerg\u00e9tique :

Le bilan d'\u00e9nergie s'\u00e9crit ainsi :

$$\dot{m}_3 h_5 + \dot{W}c_{(5-6)} = \dot{m}_3 h_6 \quad (\text{II.241})$$

Sachant que :

$$h_6 = h_5 + \left(\frac{h_{6is} - h_5}{\eta_{is}} \right) \quad (\text{II.242})$$

Avec : $\eta_{is} = 0.85$ le rendement isentropique

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta\dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.243})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}_3 s_6 - \dot{m}_3 s_5 = \dot{m}_3 (s_6 - s_5) \quad (\text{II.244})$$

- Bilan exergétique :

Le bilan d'exergie s'écrit comme suit :

$$\dot{Ex}_{in} - \dot{Ex}_{out} - \dot{Ex}_{det} = 0 \quad (\text{II.245})$$

$$\dot{Ex}_{det} = \dot{Ex}_{in} - \dot{Ex}_{out} \quad (\text{II.246})$$

$$\dot{Ex}_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{Ex}_5 - \dot{Ex}_6 \quad (\text{II.247})$$

$$\dot{Ex}_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{m}_3 [h_6 - h_5 - T_0 (s_6 - s_5)] \quad (\text{II.248})$$

$$\dot{Ex}_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.249})$$

La puissance réversible est de la forme suivante :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_3 [h_6 - h_5 - T_0 (s_6 - s_5)] \quad (\text{II.250})$$

$$\text{Et : } \dot{W}_{in} = \dot{m}_3 (h_6 - h_5) \quad (\text{II.251})$$

$$\dot{Ex}_{det} = \dot{m}_3 (h_6 - h_5) - \dot{m}_3 [h_6 - h_5 - T_0 (s_6 - s_5)] \quad (\text{II.252})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{Ex}_{det} = \dot{m}_3 T_0 (s_6 - s_5) \quad (\text{II.253})$$

$$\dot{Ex}_{det} = T_0 \dot{S}_{générée} \quad (\text{II.254})$$

Désurchauffe (6-7)

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_3 h_6 + \dot{m}_{inj3} h_{12} = (\dot{m}_3 + \dot{m}_{inj3}) h_7 \quad (\text{II.255})$$

- Bilan exergétique :

Le bilan d'exergie s'écrit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.256})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.257})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_7 \quad (\text{II.258})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_3 (h_6 - T_0 s_6) + \dot{m}_{inj3} (h_{12} - T_0 s_{12}) - (\dot{m}_3 + \dot{m}_{inj3}) (h_7 - T_0 s_7) \quad (\text{II.259})$$

Compression (7-8)

- Bilan massique :

D'après la conservation de masse au niveau du compresseur on a :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e + \dot{m}_{inj1} + \dot{m}_{inj2} + \dot{m}_{inj3} = \dot{m}_c \quad (\text{II.260})$$

Le débit sortant de la compression (5-6) est mélangé avec le débit \dot{m}_{inj3} injecté par le troisième injecteur afin d'avoir le débit \dot{m}_c .

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_c h_7 + \dot{W}_{c(7-8)} = \dot{m}_c h_8 \quad (\text{II.261})$$

Sachant que :

$$h_8 = h_7 + \left(\frac{h_{8is} - h_7}{\eta_{is}} \right) \quad (\text{II.262})$$

Avec : $\eta_{is} = 0.85$ le rendement isentropique

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.263})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}_c s_8 - \dot{m}_c s_7 = \dot{m}_c (s_8 - s_7) \quad (\text{II.264})$$

- Bilan éxergétique :

Le bilan d'exergie s'écrit comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.265})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.266})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 \quad (\text{II.267})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{m}_c [h_8 - h_7 - T_0 (s_8 - s_7)] \quad (\text{II.268})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.269})$$

La puissance réversible est de la forme suivante :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_c [h_8 - h_7 - T_0 (s_8 - s_7)] \quad (\text{II.270})$$

$$\text{Et : } \dot{W}_{in} = \dot{m}_c (h_8 - h_7) \quad (\text{II.271})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c (h_8 - h_7) - \dot{m}_c [h_8 - h_7 - T_0 (s_8 - s_7)] \quad (\text{II.272})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c T_0 (s_8 - s_7) \quad (\text{II.273})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{générée} \quad (\text{II.274})$$

Condenseur (8-9)

- Bilan massique :

Le bilan de masse s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_c \quad (\text{II.275})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan de masse s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_c h_8 = \dot{Q}_c + \dot{m}_c h_9 \quad (\text{II.276})$$

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta \dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.277})$$

$$\dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}_c s_9 - \dot{m}_c s_8 \quad (\text{II.278})$$

- Bilan \u00e9nerg\u00e9tique :

Le bilan d'\u00e9nergie s'\u00e9crit comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.279})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.280})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9 - \dot{E}x_{\dot{Q}_c} \quad (\text{II.281})$$

Finalement l'\u00e9nergie d\u00e9truite est d\u00e9finie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c [h_8 - h_9 - T_0 (s_8 - s_9)] - \dot{Q}_c \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \quad (\text{II.282})$$

D\u00e9tendeur (9-10)

- Bilan massique :

Le bilan de masse s'\u00e9crit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_c \quad (\text{II.283})$$

- Bilan \u00e9nerg\u00e9tique :

Sachant que : $h_9 = h_{10} \quad (\text{II.284})$

Le bilan d'\u00e9nergie s'\u00e9crit ainsi :

$$\dot{m}_c h_9 = \dot{m}_c h_{10} \quad (\text{II.285})$$

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'\u00e9crit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} = \Delta \dot{S}_{syst\u00e8me} = 0 \quad (\text{II.286})$$

$$\dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II.287})$$

$$\dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} = \dot{m}_c (s_{10} - s_9) \quad (\text{II.288})$$

- Bilan \u00e9nerg\u00e9tique :

Le bilan d'\u00e9nergie s'\u00e9crit comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.289})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.290})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10} \quad (\text{II.291})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{générée} \quad (\text{II.292})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_c T_0 (s_{10} - s_9) \quad (\text{II.293})$$

Evaporateur (11-1)

- Bilan massique :

Le bilan de masse s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_e \quad (\text{II.294})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_e h_{10} = \dot{Q}_f + \dot{m}_e h_1 \quad (\text{II.295})$$

donc :

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{Q}_f}{h_1 - h_{10}} \quad (\text{II.296})$$

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta\dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.297})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in} \quad (\text{II.298})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}_e s_1 - \dot{m}_e s_{10} - \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \quad (\text{II.299})$$

- Bilan exergetique :

Le bilan d'exergie s'écrit comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.300})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.301})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{\dot{Q}_f} - \dot{E}x_1 \quad (\text{II.302})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e [(h_{10} - T_0(s_{10} - s_0) - h_1 - T_0(s_1 - s_0))] + T_0 \frac{\dot{Q}_f}{T_e} \quad (\text{II.303})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_e [(h_{10} - h_1) - T_0(s_{10} - s_1)] + \dot{Q}_f \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) \quad (\text{II.304})$$

Pompe (11-12)

- Bilan massique :

Le débit \dot{m}_{inj} est la somme des trois débits injectés \dot{m}_{inj1} , \dot{m}_{inj2} et \dot{m}_{inj3} .

Le bilan de masse s'écrit comme suit :

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m}_{inj1} + \dot{m}_{inj2} + \dot{m}_{inj3} = \dot{m}_{inj} \quad (\text{II.305})$$

- Bilan énergétique :

Le bilan d'énergie s'écrit ainsi :

$$\dot{m}_{inj}h_{11} + \dot{W}_p = \dot{m}_{inj}h_{12} \quad (\text{II.306})$$

sachant que:
$$h_{12} = h_{11} + \left(\frac{h_{12is} - h_{11}}{\eta_p} \right) \quad (\text{II.307})$$

Avec : $\eta_p = 0.8$ le rendement de la pompe.

- Bilan entropique :

Le bilan d'entropie s'écrit comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta\dot{S}_{système} = 0 \quad (\text{II.308})$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}_{inj}S_{12} - \dot{m}_{inj}S_{11} = \dot{m}_{inj}(S_{12} - S_{11}) \quad (\text{II.309})$$

- Bilan exergétique :

Le bilan d'exergie s'écrit comme suit :

$$\dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} - \dot{E}x_{det} = 0 \quad (\text{II.310})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{E}x_{in} - \dot{E}x_{out} \quad (\text{II.311})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} + \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12} \quad (\text{II.312})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{m}_{inj}[h_{12} - h_{11} - T_0(s_{12} - s_{11})] \quad (\text{II.313})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{rev} \quad (\text{II.314})$$

La puissance réversible est de la forme suivante :

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_{inj}[h_{12} - h_{11} - T_0(s_{12} - s_{11})] \quad (\text{II.315})$$

$$\text{Et : } \dot{W}_{in} = \dot{m}_{inj}(h_{12} - h_{11}) \quad (\text{II.316})$$

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{inj}(h_{12} - h_{11}) - \dot{m}_{inj}[h_{12} - h_{11} - T_0(s_{12} - s_{11})] \quad (\text{II.317})$$

Finalement l'exergie détruite est définie par la formule suivante :

$$\dot{E}x_{det} = \dot{m}_{inj} T_0(s_{12} - s_{11}) \quad (\text{II.318})$$

$$\dot{E}x_{det} = T_0 \dot{S}_{générée} \quad (\text{II.319})$$

Puissance mise en jeu avec le milieu extérieur

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c(h_8 - h_9) \quad (\text{II.320})$$

Puissance consommée par la compression (1-2)

$$\dot{W}_{c(1-2)} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (\text{II.321})$$

Puissance consommée par la compression (3-4)

$$\dot{W}_{c(3-4)} = \dot{m}_2(h_4 - h_3) \quad (\text{II.322})$$

Puissance consommée par la compression (5-6)

$$\dot{W}_{c(5-6)} = \dot{m}_3(h_6 - h_5) \quad (\text{II.323})$$

Puissance consommée par la compression (7-8)

$$\dot{W}_{c(7-8)} = \dot{m}_c(h_8 - h_7) \quad (\text{II.324})$$

Puissance consommée par la pompe (11-12)

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{inj}(h_{12} - h_{11}) \quad (\text{II.325})$$

Puissance totale consommée

$$\dot{W} = \dot{W}_{c(1-2)} + \dot{W}_{c(3-4)} + \dot{W}_{c(5-6)} + \dot{W}_{c(7-8)} + \dot{W}_p \quad (\text{II.326})$$

Coefficient de performance du cycle

$$COP = \dot{Q}_f / \dot{W} \quad (\text{II.327})$$

Exergie détruite totale

$$\dot{E}x_{det\ total} = \Sigma \dot{E}x_{det} \quad (\text{II.328})$$

Rendement exergetique :

$$\eta_{exergetique} = \frac{\dot{W} - \dot{E}x_{det\ total}}{\dot{W}} \quad (\text{II.329})$$

Durabilité

$$D = 1 / (1 - \eta_{exergetique}) \quad (\text{II.330})$$

II.5 Conclusion

Dans ce chapitre, une analyse approfondie a été effectuée sur un système frigorifique à compression de vapeur avec injecteur pompe, en examinant trois configurations distinctes : un cycle comportant un injecteur, un autre avec deux injecteurs, et enfin un troisième avec trois injecteurs. Cette étude repose sur une analyse énergétique et exergetique de chaque configuration, ce qui permet une meilleure compréhension du fonctionnement des différents composants de ces cycles.

Chapitre III : Etude paramétrique

III.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous avons analysé les résultats obtenus pour les différents cycles mentionnés précédemment en faisant varier certains paramètres. Pour cela, nous avons utilisé le logiciel de calcul MATLAB R2022, associé à REFPROP – un logiciel qui contient une base de données thermodynamiques ainsi que des propriétés thermo-physiques des fluides.

III.2 Présentation des résultats pour le cycle à un seul injecteur

Pour ce cycle on a étudié l'influence de la pression intermédiaire P_2 . Pour ce système, On a utilisé les paramètres suivants :

- Un compresseur.
- Un injecteur et une pompe d'injection avec un rendement $\eta_p = 0.8$.
- L'état d'équilibre est maintenu dans tous les composants.
- Les pertes de pression dans les tuyauteries sont négligées.
- Le fluide frigorigène utilisé dans ce cycle est l'Ammoniaque (NH_3) pour la production frigorifique.
- La température de référence pour l'analyse exergétique est ($T_0 = 25^\circ\text{C}$).
- Une puissance frigorifique $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$.
- Une température d'évaporation et de condensation constante ($T_e = -25^\circ\text{C}$; $T_c = 55^\circ\text{C}$).
- Rendement isentropique de compression de l'Ammoniaque est : $\eta_{is} = 0.85$.

III.2.1 Influence de la pression P_2 sur les puissances consommées et le débit injecté

La **Figure III.1** illustre les puissances consommées $\dot{W}_{C(1-2)}$ et $\dot{W}_{C(3-4)}$, \dot{W}_c , \dot{W}_p et le débit massique injecté \dot{m}_{inj} en fonction de la pression intermédiaire P_2 pour le fluide frigorigène utilisé.

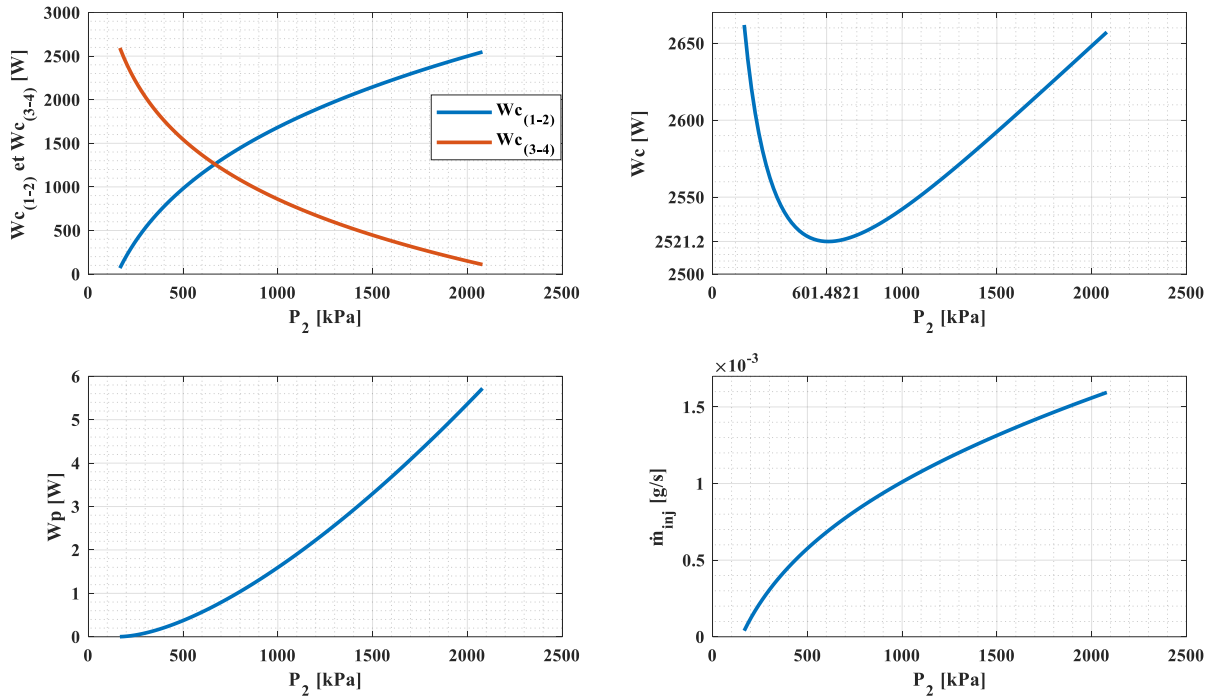


Figure III.1 : Influence de la pression intermédiaire P_2 sur les puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$, \dot{W}_c , \dot{W}_p et le débit massique injecté \dot{m}_{inj} pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ °C}$ et $T_e = -25 \text{ °C}$.

La première illustration représente les puissance consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$ et $\dot{W}_{c(3-4)}$ lors des compressions (1-2) et (3-4) en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression intermédiaire P_2 de 166.618 kPa à 2080.02 kPa, on constate une augmentation proportionnelle de $\dot{W}_{c(1-2)}$ de 687.046 W jusqu'à 2547.87 W lorsque la pression P_2 s'éloigne de la pression d'évaporation P_e , cela est due à l'augmentation de la différence d'enthalpie ($h_2 - h_1$) car l'enthalpie h_1 reste constante. Lorsque la pression intermédiaire P_2 s'approche de la pression de condensation P_c on constate une diminution importante de $\dot{W}_{c(3-4)}$ de 2593.21 W à 109.362 W proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire P_2 de 166.618 kPa à 2080.02 kPa, l'écart d'enthalpie ($h_4 - h_3$) diminue donc la puissance $\dot{W}_{c(3-4)}$ diminue. La deuxième illustration représente la puissance totale consommée \dot{W}_c lors des compressions (1-2) et (3-4) en fonction de la pression P_2 . \dot{W}_c est la somme des puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$ et $\dot{W}_{c(3-4)}$. Pour une augmentation de la pression intermédiaire P_2 de 166.618 kPa à 2080.02 kPa, on remarque une diminution de \dot{W}_c de 2661.91 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2 = 601.4821 \text{ kPa}$ qui représente le point où la consommation total est minimal $\dot{W}_{c_{min}} = 2521.2 \text{ W}$. La troisième illustration représente la puissance consommée par la pompe \dot{W}_p en fonction de la pression P_2 . La valeur \dot{W}_p augmente pour atteindre une valeur de 5.7217 W proportionnellement à l'augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 2080.02 kPa, cela est

due à l'augmentation de la différence d'enthalpie ($h_8 - h_7$) car l'enthalpie h_7 reste constante. La quatrième illustration représente le débit massique injecté \dot{m}_{inj} en fonction de la pression P_2 . la valeur de \dot{m}_{inj} augmente pour atteindre une valeur de 1.594 [mg/s] proportionnellement à l'augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 2080.02 kPa car les différences d'enthalpie (h_2-h_3) et (h_3-h_8) augmentent.

III.2.2 Influence de la pression P_2 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP

La **Figure III.2** représente la puissance totale consommée \dot{W} et le COP en fonction de la pression P_2 .

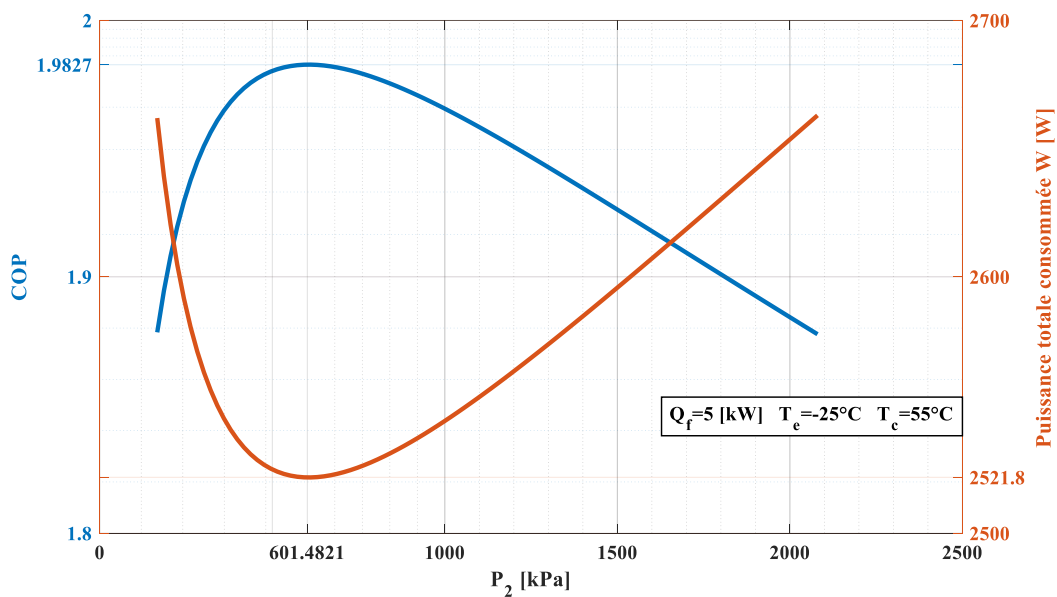


Figure III.2 : Influence de la pression P_2 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 2080.02 kPa, la puissance totale consommée \dot{W} qui est la somme des puissances consommées dans le cycle (\dot{W}_c et \dot{W}_p), diminue de 2616.91 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=601.4821$ kPa qui représente le point où la puissance totale est minimale $\dot{W}_{min}=2521.8$ W pour ensuite augmenter jusqu'à 2662.96 W, ce même point représente le COP_{max} pour une valeur de 1.9827 car le COP augmente de 1.878 proportionnellement à l'augmentation de pression P_2 pour atteindre ce point qui est le point optimal de l'installation ou on aura un très bon fonctionnement. Après ce point optimal on remarque une diminution du COP de 1.9827 jusqu'à 1.877 inversement proportionnel à l'augmentation de la pression P_2 de 601.4821 kPa à 2080.02 kPa.

III.2.3 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite lors des compressions :

La **Figure III.3** représente l'exergie détruite lors des compression (1-2) et (3-4) en fonction de la pression P_2 .

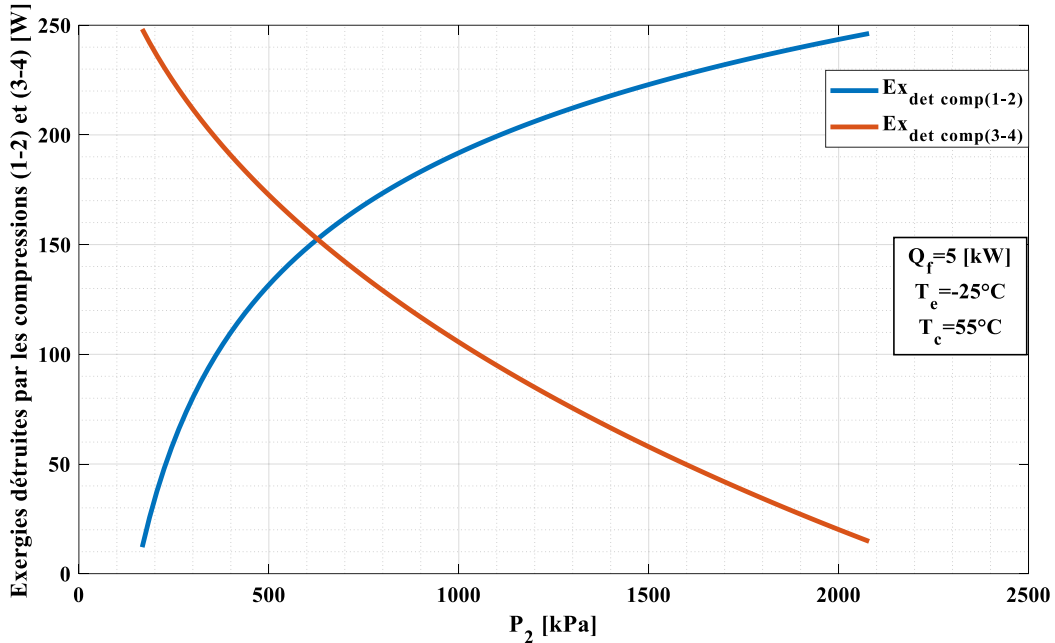


Figure III.3 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite lors des compression (1-2) et (3-4) pour $\dot{Q}_f = 5\text{ kW}$ et pour $T_c = 55\text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25\text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25\text{ }^\circ\text{C}$.

Lors de la compression (1-2) on constate une augmentation de l'exergie détruite de 12.0905 W jusqu'à 245.87 W proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire de 166.618 kPa à 2080.02 kPa. lorsque la pression P_2 s'éloigne de la pression d'évaporation P_e , la différence d'entropie ($s_2 - s_1$) augmente car l'entropie s_1 est constante donc l'exergie détruite augmente. Pour la compression (3-4) on constate une diminution très importante de l'exergie détruite de 248.38 W jusqu'à 14.7274 W proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire de 166.618 kPa à 2080.02 kPa. Lorsque la pression P_2 s'approche de la pression de condensation P_c on aura une diminution de l'exergie détruite due à la diminution de la différence l'entropie ($s_4 - s_3$).

III.2.4 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, la désurchauffe (2-3) et dans la pompe

La **Figure III.4** illustre l'exergie détruite dans chaque composant de l'installation en fonction de la pression P_2 .

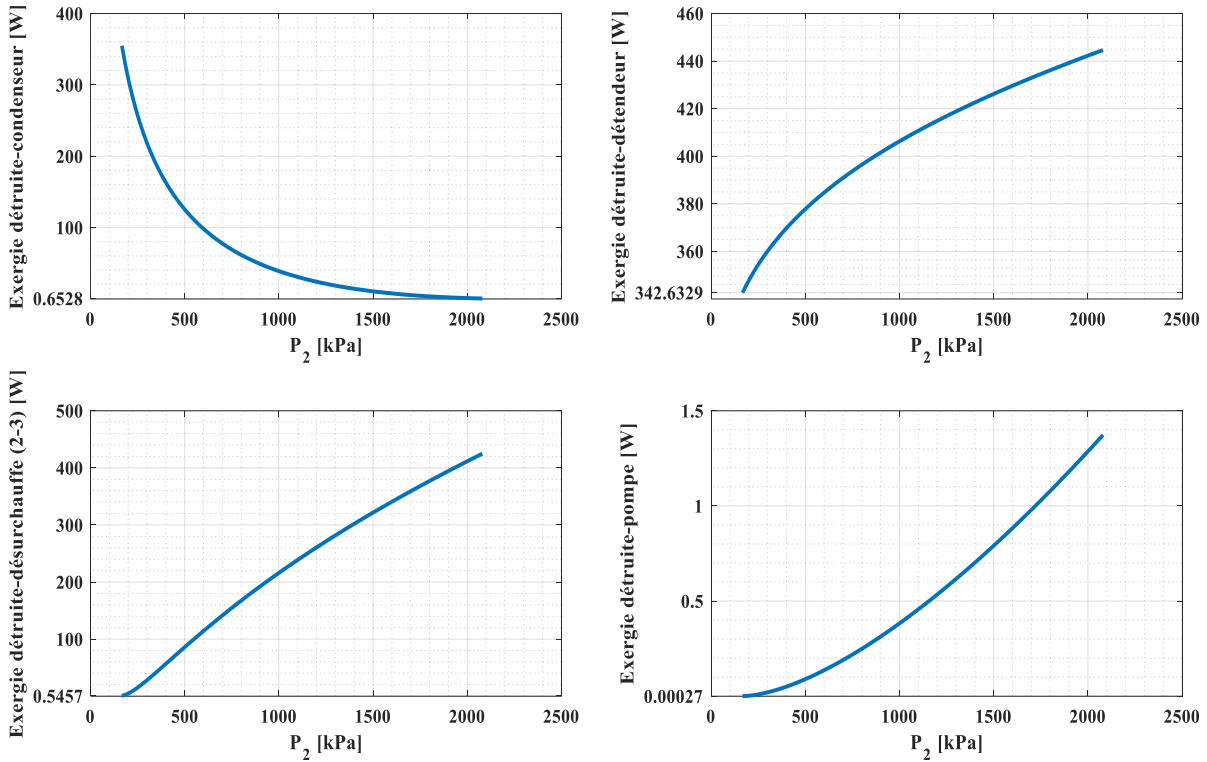


Figure III.4 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, la désurchauffe (2-3) et dans la pompe pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

La première illustration représente l'exergie détruite dans le condenseur en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression intermédiaire P_2 de 166.618 kPa à 2080.02 kPa, la différence d'entropie ($s_4 - s_5$) diminue car l'entropie s_5 reste constante, on constate alors une grande diminution de l'exergie détruite dans le condenseur de 354.898 W jusqu'à 0.6528 W. La deuxième illustration représente l'exergie détruite dans le détendeur en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression intermédiaire P_2 de 166.618 kPa à 2080.02 kPa, on remarque une augmentation de l'exergie détruite dans le détendeur de 342.633 W jusqu'à 444.636 W, car le débit injecté \dot{m}_{inj} augmente et la différence d'entropie ($s_5 - s_6$) reste constante le long de l'augmentation de P_2 . La troisième illustration représente l'exergie détruite lors de la désurchauffe (2-3) en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression intermédiaire P_2 de 166.618 kPa à 2080.02 kPa, on remarque une grande augmentation de l'exergie détruite de 0.5457 W jusqu'à 424.86 W, cette augmentation est expliquée par l'augmentation de la différence d'entropie ($s_2 - s_3$) et l'augmentation du débit massique \dot{m}_{inj} qui est injecté au début de la désurchauffe. La quatrième illustration représente l'exergie détruite dans la pompe en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression intermédiaire P_2 de 166.618 kPa à 2080.02 kPa, on remarque une augmentation de

l'exergie détruite de 2.7×10^{-4} W jusqu'à 1.372 W, cette augmentation est due à l'augmentation du débit massique \dot{m}_{inj} et l'augmentation de la différence d'entropie ($s_8 - s_7$) car l'entropie s_7 reste constante.

III.2.5 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale

la **Figure III.5** représente l'exergie détruite globale en fonction de la pression P_2 .

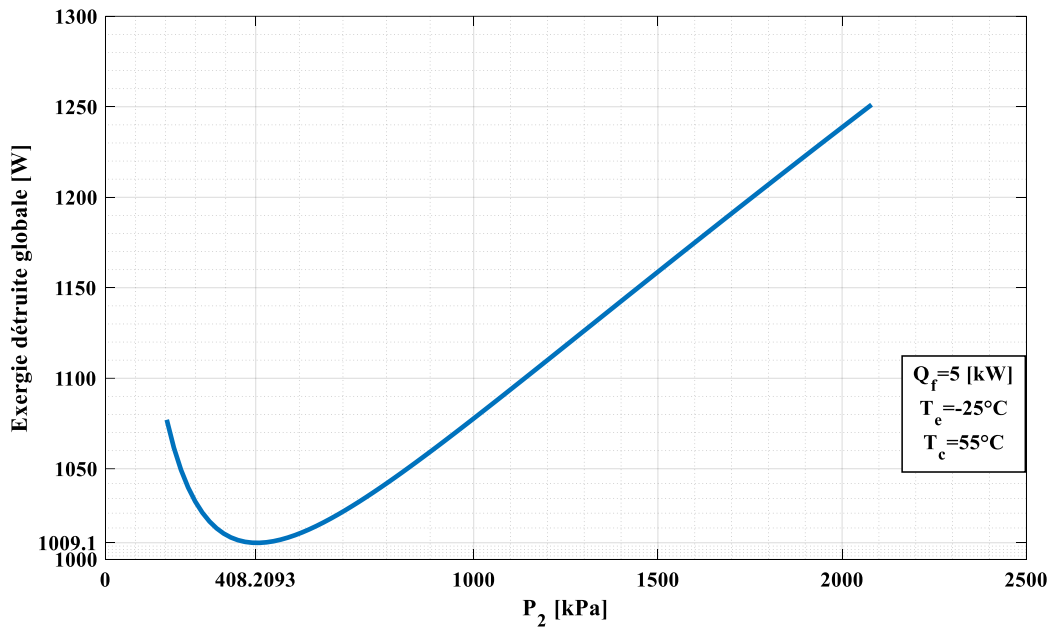


Figure III.5 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

L'exergie détruite globale est la somme des exergies détruites dans le cycle, Pour une augmentation de la pression intermédiaire P_2 de 166.618 kPa à 2080.02 kPa ,on remarque une diminution de 1077.06 W jusqu'à une borne inferieur ou $P_2=408.2093$ kPa et la valeur minimale de l'exergie détruite globale est de 1009.1 W, pour ensuite augmenter jusqu'à 1251.13 W.

III.2.6 Influence de la pression P_2 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "

la **Figure III.6** représente le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " en fonction de la pression P_2 .

Pour une augmentation de la pression intermédiaire P_2 de 166.618 kPa à 2080.02 kPa,on remarque une augmentation du COP de de 1.878 jusqu'au point optimal de l'installation [$P_2=601.4821$ kPa et $COP_{max}=1.9827$], après ce point la valeur du COP diminue jusqu'à 1.877 inversement proportionnel à l'augmentation de la pression P_2 . On constate une augmentation du rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " de 0.5954 jusqu'à une borne supérieure ou la pression

$P_2=321.2366$ kPa pour atteindre une valeur maximale " $\eta_{Exergetique-Max}$ " = 0.6032,ensuite cette valeur diminue jusqu'à 0.5301,cela Pour une augmentation de la pression intermédiaire P_2 de 166.618 kPa à 2080.02 kPa.

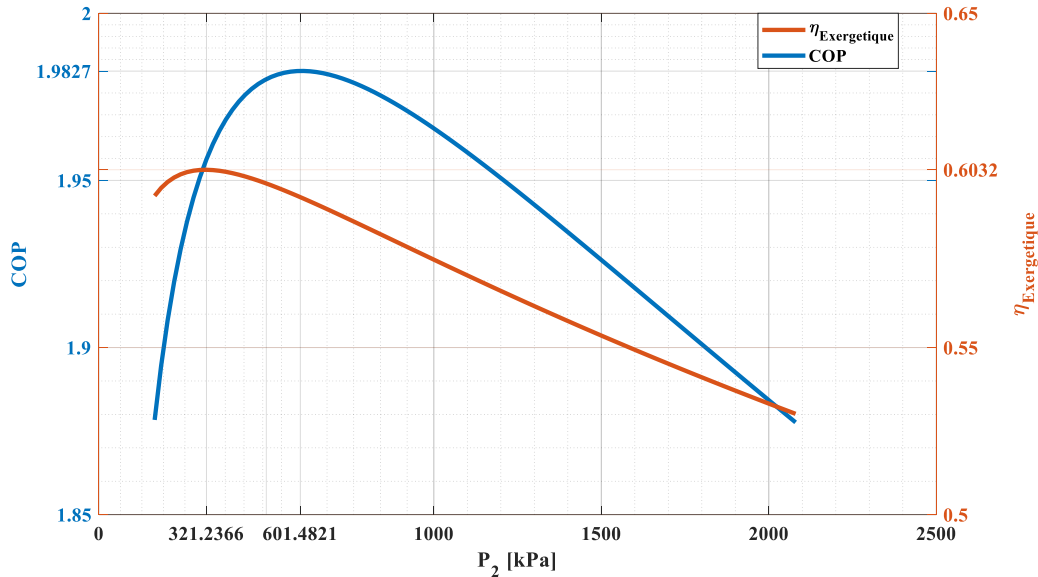


Figure III.6 : Influence de la pression P_2 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5$ kW et pour $T_C = 55$ °C , $T_e = -25$ °C et $T_0 = 25$ °C.

III.2.7 Influence de la pression P_2 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "

La **Figure III.7** montre la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " en fonction de la pression P_2 .

La variation de la durabilité suit une tendance similaire à celle du rendement exergetique. Les résultats montrent une légère augmentation de 2.471 jusqu'à un maximum de 2.52 avant de diminuer à 2.13.

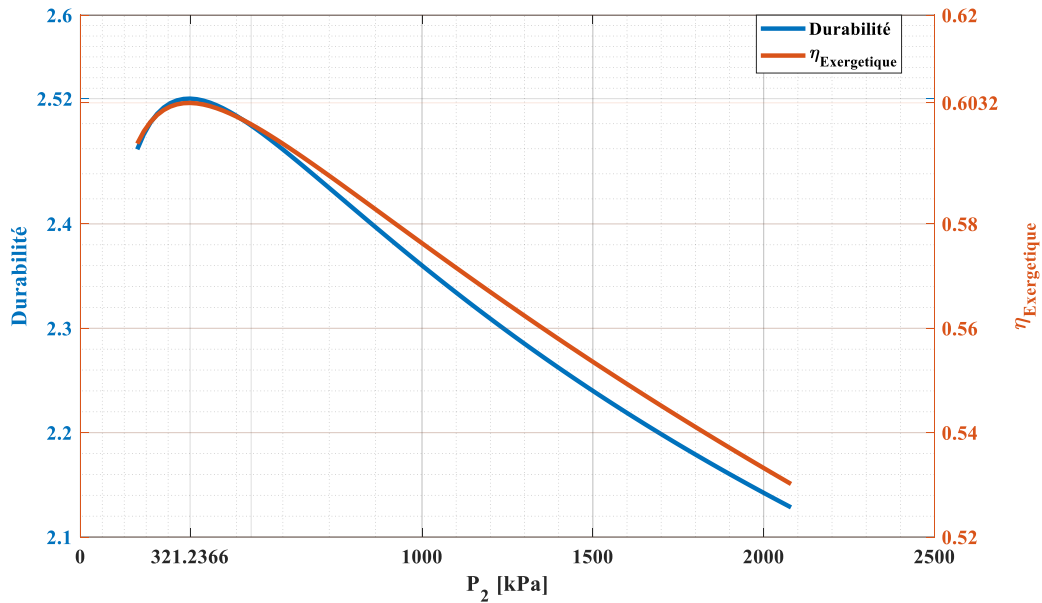


Figure III.7 : Influence de la pression P_2 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_c = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$.

III.3 Présentation des résultats pour le cycle à deux injecteurs :

Pour ce cycle on a étudié l'influence de la pression P_2 et l'influence de la pression P_4 . Pour ce système, en se basant sur les hypotheses:

- Deux injecteur et une pompe d'injection avec un rendement $\eta_p = 0.8$.
- L'état d'équilibre est maintenu dans tous les composants.
- Les pertes de pression dans les tuyauteries sont négligées.
- La température de référence pour l'analyse exergetique est ($T_0 = 25^\circ C$).
- Une puissance frigorifique $\dot{Q}_f = 5 kW$.
- Une température d'évaporation et de condensation constante ($T_e = -25^\circ C$; $T_c = 55^\circ C$).
- Rendement isentropique de compression de l'Ammoniaque est : $\eta_{is} = 0.85$.

III.3.1 Influence de la pression P_2 sur les puissances consommées et les débits injectés :

La **Figure III.8** illustre les puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$ et $\dot{W}_{c(5-6)}$, \dot{W}_c et \dot{W}_p , les débits massiques injectés \dot{m}_{inj1} et \dot{m}_{inj2} et le débit massique total injecté \dot{m}_{inj} en fonction de la pression P_2 pour le fluide frigorigène utilisé.

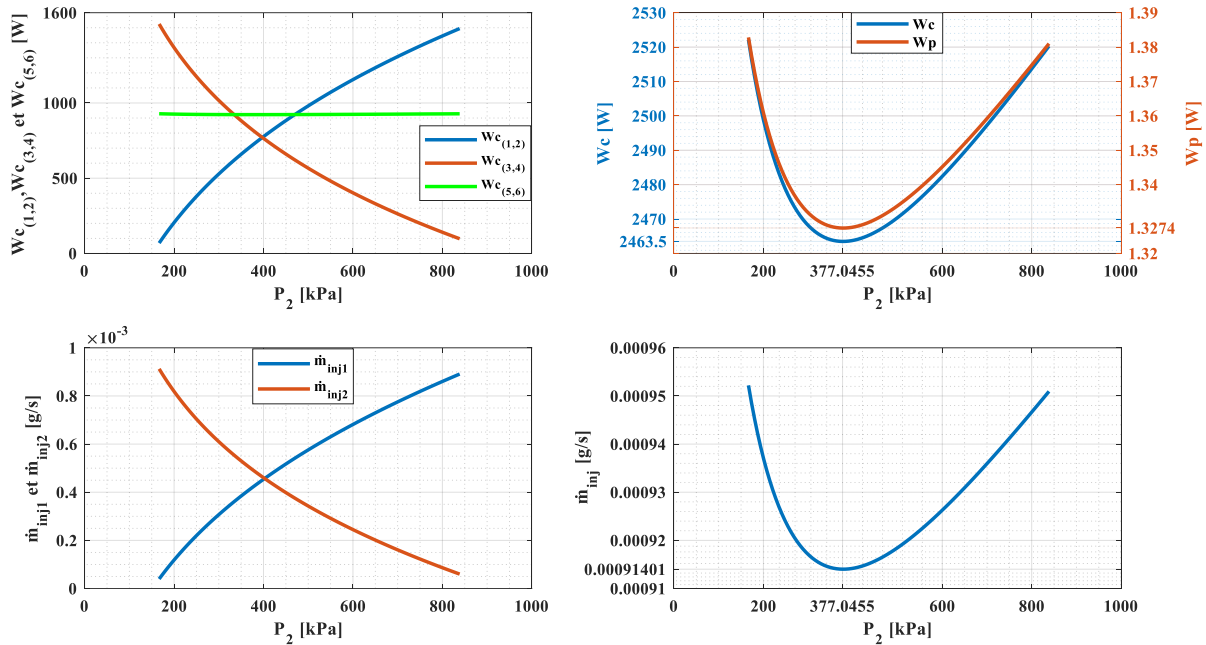


Figure III.8 : Influence de la pression P_2 sur les puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$ et $\dot{W}_{c(5-6)}$, \dot{W}_c et \dot{W}_p , les débits massiques injectés \dot{m}_{inj1} et \dot{m}_{inj2} et le débit massique total injecté \dot{m}_{inj} pour $\dot{Q}_f = 5$ kW et pour $T_c = 55$ °C et $T_e = -25$ °C.

La première illustration représente les puissances consommées par les puissances $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$ et $\dot{W}_{c(5-6)}$ en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 838.627 kPa, on constate une augmentation proportionnelle de $\dot{W}_{c(1-2)}$ de 68.7046 W jusqu'à 1494.71 W lorsque la pression P_2 s'éloigne de la pression d'évaporation P_e , l'écart d'enthalpie ($h_2 - h_1$) augmente car l'enthalpie h_1 reste constante donc $\dot{W}_{c(1-2)}$ augmente. Lorsque la pression P_2 s'approche de la pression P_4 on constate une diminution importante de $\dot{W}_{c(3-4)}$ de 1525.04 W à 97.3815 W proportionnellement à l'augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 838.627 kPa due à la diminution de l'écart d'enthalpie ($h_4 - h_3$); la puissance $\dot{W}_{c(5-6)}$ est quasi constante 928.385 W proportionnellement à l'augmentation de la pression P_2 car la différence d'enthalpie ($h_6 - h_5$) est constante. La deuxième illustration représente la puissance totale consommée \dot{W}_c lors des compressions (1-2), (3-4) et (5-6) et la puissance \dot{W}_p consommée par la pompe en fonction de la pression P_2 . \dot{W}_c est la somme des puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$ et $\dot{W}_{c(5-6)}$ et \dot{W}_p la puissance

consommée par la pompe. Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 838.627 kPa ,on remarque une diminution de \dot{W}_c de 2522.13 W et de \dot{W}_p de 1.38283 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=377.0455$ kPa qui représente le point ou la consommation total est minimal $W_{c_{min}}=2463.5$ W et $\dot{W}_{p_{min}}=1.3274$ W, les deux puissances \dot{W}_c et \dot{W}_p augmentent jusqu'à 2520.29 W et 1.381 W. La troisième illustration représente les débits massiques injectés \dot{m}_{inj1} et \dot{m}_{inj2} en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 838.627 kPa : on constate une augmentation proportionnelle de \dot{m}_{inj1} de 0.0396 [mg/s] jusqu'à 0.891[mg/s] lorsque la pression P_2 s'éloigne de la pression d'évaporation P_e ;l'écart d'enthalpie ($h_2 - h_3$) augmente donc \dot{m}_{inj1} augmente. Lorsque la pression P_2 s'approche de la pression P_4 , \dot{m}_{inj2} diminue proportionnellement de 0.912 [mg/s] jusqu'à 0.06 [mg/s] ;cette diminution est causée par la diminution de la différence d'enthalpie ($h_4 - h_5$) car l'enthalpie h_5 reste constante. La quatrième illustration représente le débit massique total injecté \dot{m}_{inj} qui est la somme de [$\dot{m}_{inj1} + \dot{m}_{inj2}$] en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 838.627 kPa : on constate une diminution de \dot{m}_{inj} de 0.952 [mg/s] jusqu'à une borne inférieure ou $P_2 =377.0455$ kPa qui représente le point ou \dot{m}_{inj} est minimal $\dot{m}_{inj-min}=0.91401$ [mg/s] pour ensuite augmenté jusqu'à 0.951 [mg/s].

III.3.2 Influence de la pression P_2 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP

La **Figure III.9** représente la puissance totale consommée \dot{W} et le COP en fonction de la pression P_2 .

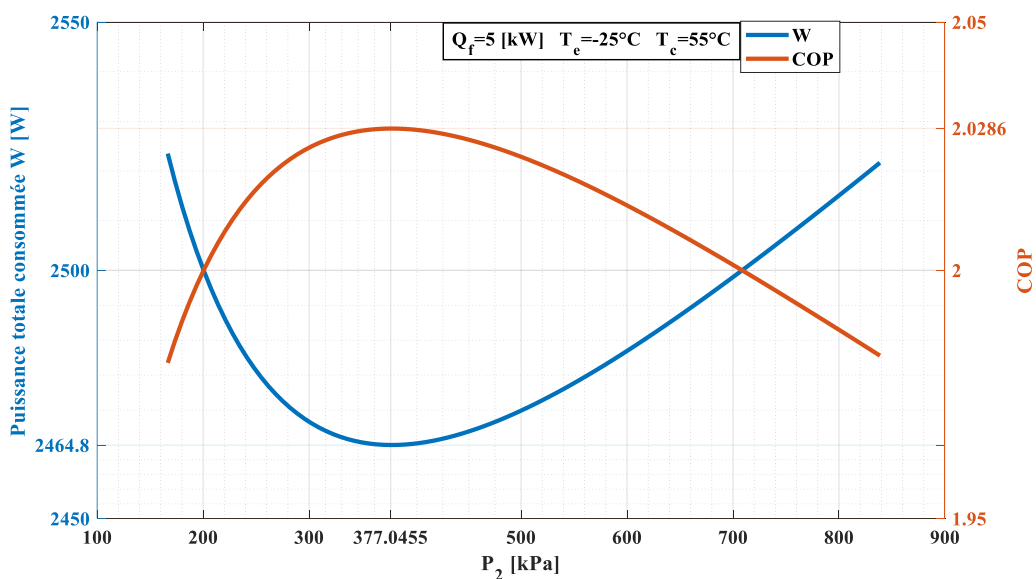


Figure III.9 : Influence de la pression P_2 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP pour $\dot{Q}_f = 5$ kW et pour $T_c = 55$ °C et $T_e = -25$ °C.

Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 838.627 kPa, la puissance totale consommée \dot{W} qui est la somme des puissances consommées dans le cycle (\dot{W}_c et \dot{W}_p), diminue de 2523.52 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=377.0455$ kPa qui représente le point où la puissance totale est minimale $\dot{W}_{min}=2464.8$ W, ce même point représente le COP_{max} pour une valeur de 2.0286 car le COP augmente de 1.98136 proportionnellement à l'augmentation de la pression P_2 pour atteindre ce point qui est le point optimal de l'installation où on aura un très bon fonctionnement. Après ce point optimal on remarque une diminution du COP de 2.0286 jusqu'à 1.98281 inversement proportionnel à l'augmentation de la pression P_2 de 377.0455 kPa à 838.627 kPa.

III.3.4 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite lors des compressions (1-2),(3-4) et (5-6) :

La **Figure III.10** représente l'exergie détruite lors des compressions (1-2), (3-4) et (5-6) en fonction de la pression P_2 .

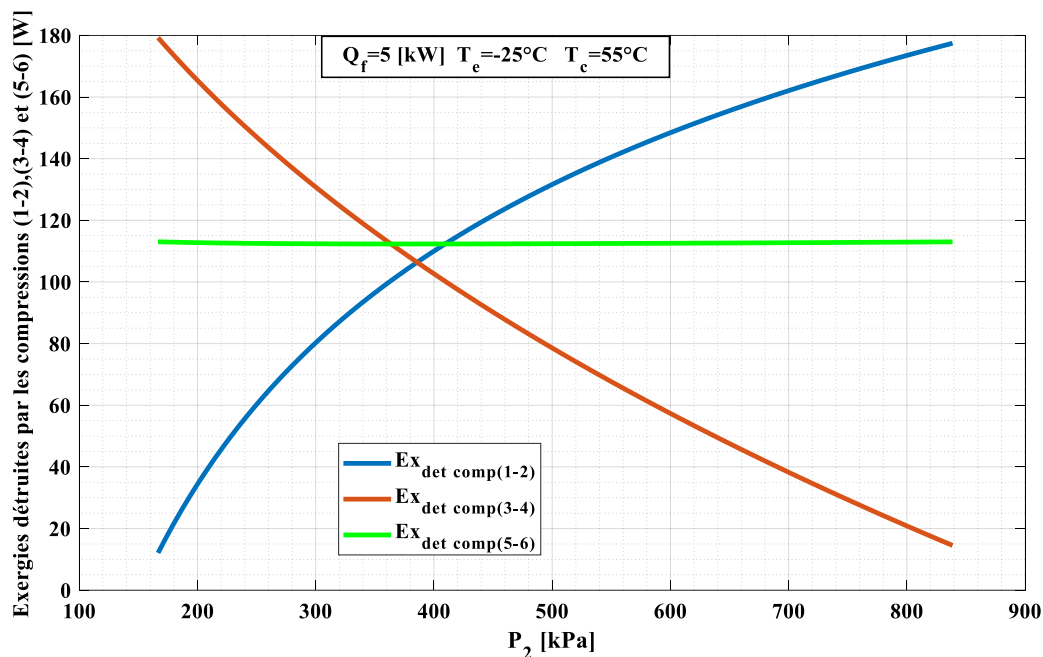


Figure III.10 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite lors des compressions (1-2), (3-4) et (5-6) pour $\dot{Q}_f = 5$ kW et pour $T_c = 55^\circ\text{C}$, $T_e = -25^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

Lors de la compression (1-2) on constate une augmentation de l'exergie détruite de 12.0905 W jusqu'à 177.443 W proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire de 166.618 kPa à 838.627 kPa. lorsque la pression P_2 s'éloigne de la pression d'évaporation P_e , la différence d'entropie ($s_2 - s_1$) augmente car l'entropie s_1 est constante donc l'exergie détruite augmente. Pour la compression (3-4) on constate une diminution très

importante de l'exergie détruite de 0.17926 kW jusqu'à 14.5214 W proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire de 166.618 kPa à 838.627 kPa. Lorsque la pression P_2 s'approche de la pression P_4 on aura une diminution de l'exergie détruite due à la diminution de la différence l'entropie ($s_4 - s_3$). Pour la compression (5-6) l'exergie détruite reste quasi-constante 113.035 W proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire de 166.618 kPa à 838.627 kPa. Lorsque la pression P_2 s'approche de la pression P_4 on aura une valeur constante d'exergie détruite due à la différence d'entropie ($s_6 - s_5$) qui reste constante.

III.3.5 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (2-3),(4-5) et dans la pompe

La **Figure III.11** illustre l'exergie détruite certains composants de l'installation en fonction de la pression P_2 .

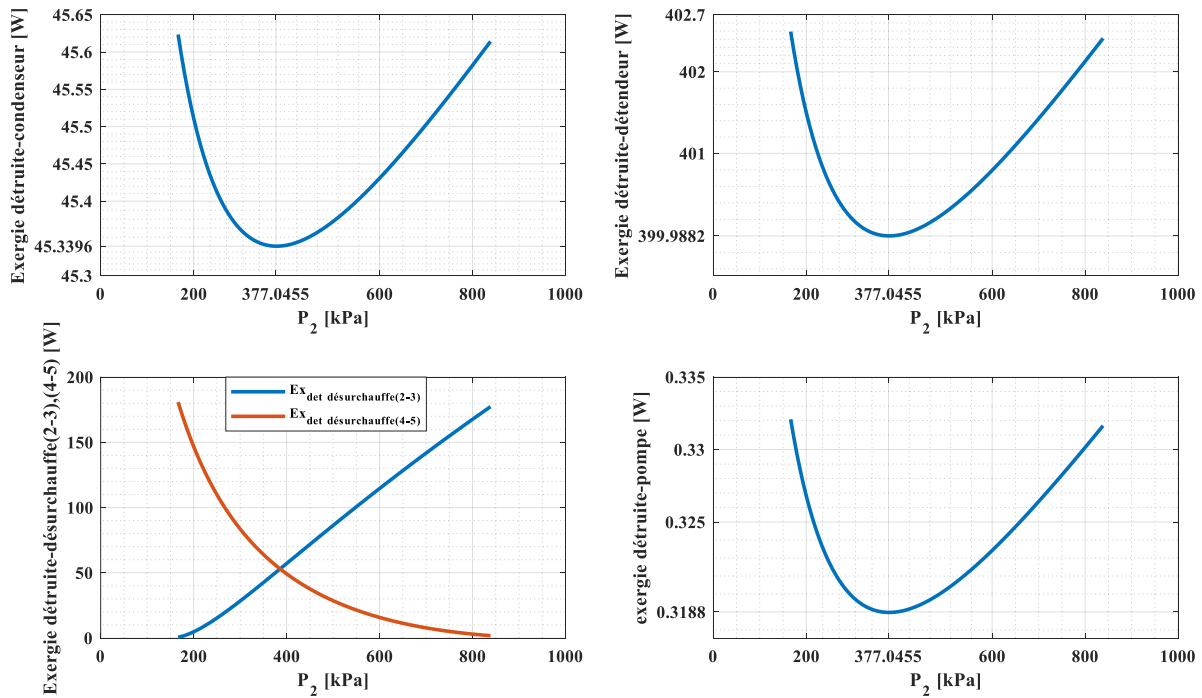


Figure III.11 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (2-3),(4-5) et dans la pompe pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55^\circ\text{C}$, $T_e = -25^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

La première illustration représente l'exergie détruite dans le condenseur en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 838.627 kPa, on constate une diminution de l'exergie détruite dans le condenseur de 45.623 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=377.0455$ kPa qui représente le point où l'exergie détruite est minimale 45.34 W pour ensuite augmenter jusqu'à 45.6142 W. La deuxième illustration représente l'exergie détruite dans le détendeur en fonction de la pression P_2 . Lorsque la pression P_2 augmente de

166.618 kPa à 838.627 kPa, on remarque la diminution de l'exergie détruite de 402.493 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=377.0455$ kPa qui représente le point où l'exergie détruite est minimale 399.988 W, après ce point la valeur de l'exergie augmente jusqu'à 402.411 W. La troisième illustration détermine l'exergie détruite des désurchauffes (2-3) et (4-5) en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 838.627 kPa, on remarque une grande augmentation de l'exergie détruite de la désurchauffe (2-3) de 0.58864 W jusqu'à 177.311 W, cette augmentation est expliquée par l'augmentation de la différence d'entropie ($s_2 - s_3$) et l'augmentation du débit massique \dot{m}_{inj1} qui est injecté au début de la désurchauffe. L'exergie détruite de la désurchauffe (4-5) diminue de 180.842 W jusqu'à 1.8125 W lorsque la pression P_2 augmente de 166.618 kPa à 838.627 kPa, cette diminution est due à la diminution du débit massique \dot{m}_{inj2} et la diminution de la différence d'entropie ($s_4 - s_5$) car l'entropie s_5 reste constante. La quatrième illustration montre l'exergie détruite dans la pompe en fonction de la pression P_2 . L'exergie détruite dans la pompe diminue de 0.3321 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=377.0455$ kPa qui représente le point où l'exergie détruite est minimale 0.3188 W, après ce point la valeur de l'exergie augmente jusqu'à 0.3316 W. Les valeurs obtenues concernant les exergies détruites du condenseur, du détendeur et de la pompe sont proportionnelles à la variation du débit massique total injecté \dot{m}_{inj} .

III.3.6 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale

la **Figure III.12** représente l'exergie détruite globale en fonction de la pression P_2 .

L'exergie détruite globale est la somme des exergies détruites dans le cycle, Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 838.627 kPa, on remarque une diminution de 1052.92 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=377.0455$ kPa et la valeur minimale de l'exergie détruite globale est de 995.366 W, ensuite la valeur augmente jusqu'à 1051.11 W.

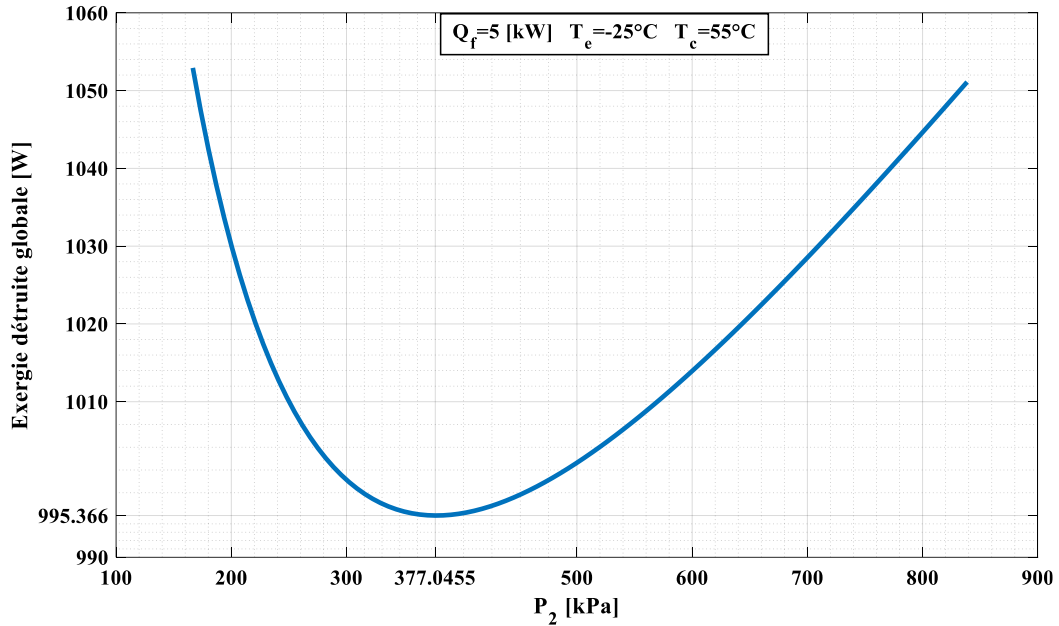


Figure III.12 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale pour $\dot{Q}_f = 5$ kW et pour $T_c = 55^\circ\text{C}$, $T_e = -25^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

III.3.7 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "

La **Figure III.13** montre l'exergie détruite globale et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " en fonction de la pression P_2 .

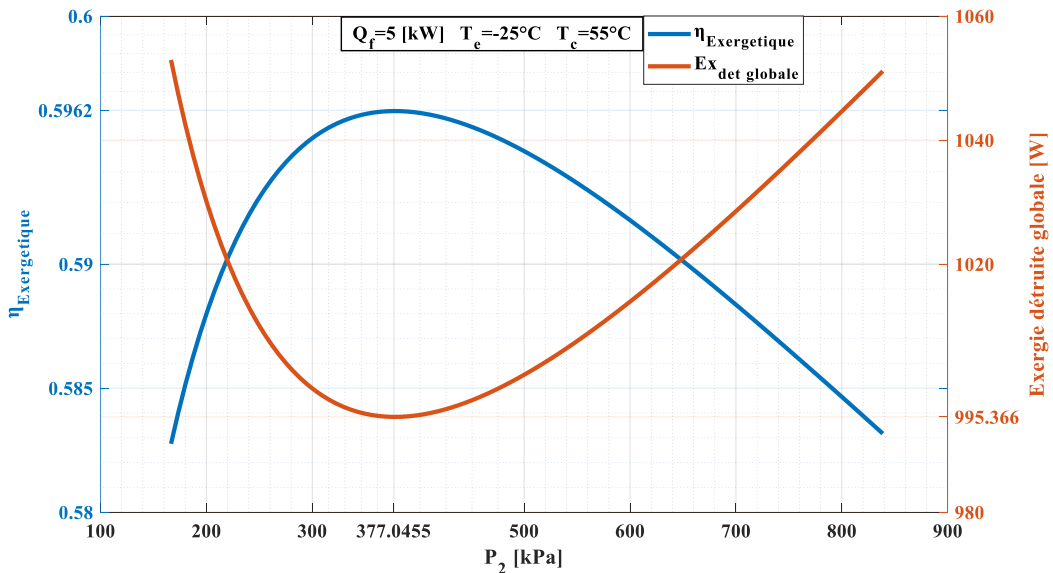


Figure III.13 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5$ kW et pour $T_c = 55^\circ\text{C}$, $T_e = -25^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

L'exergie détruite globale est la somme des exergies détruites dans le cycle, Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 838.627 kPa ,on remarque une diminution de 1052.92 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=377.0455$ kPa et la valeur minimale de l'exergie détruite globale est de 995.366 W, ensuite la valeur augmente jusqu'à 1051.11 W ;contrairement au rendement exergetique qui augmente de 0.582757 jusqu'à la borne indiquée pour atteindre la valeur maximale $\eta_{Exergetique-max}=0.5962$,et enfin il diminue jusqu'à 0.583169.

III.3.8 Influence de la pression P_2 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "

La **Figure III.14** représente le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " en fonction de la pression P_2 .

Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 938.627 kPa,on remarque une augmentation du COP de 1.98136 et du rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " de 0.582757 jusqu'au point optimal de l'installation [$P_2=377.0455$ kPa, $COP_{max} =2.0286$ et " $\eta_{Exergetique-Max}$ "=0.5962] , après ce point la valeur du COP et du rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " diminue jusqu'à 1.98281 et 0.583169 inversement proportionnel à l'augmentation de la pression P_2 .

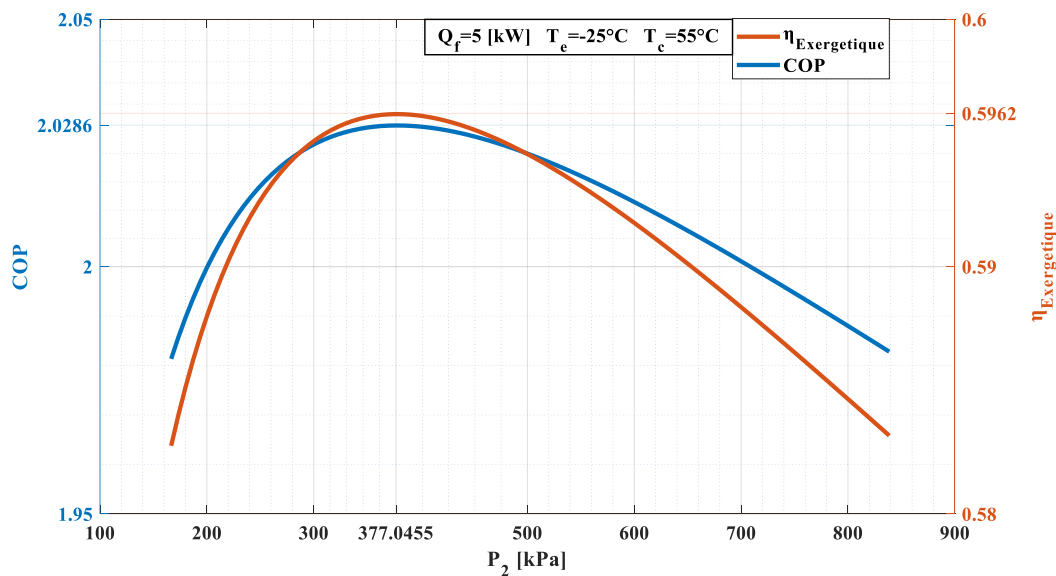


Figure III.14 : Influence de la pression P_2 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5$ kW et pour $T_c = 55$ °C , $T_e = -25$ °C et $T_0 = 25$ °C.

III.3.9 Influence de la pression P_2 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "

La **Figure III.15** montre la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " en fonction de la pression P_2 .

On constate une similitude entre la variation de la durabilité et du rendement exergetique,une augmentation de 2.396 jusqu'à un point maximale de 2.476 ou $P_2=377.0455$ kPa ,après cette valeur elle chute jusqu'à 2.4 .

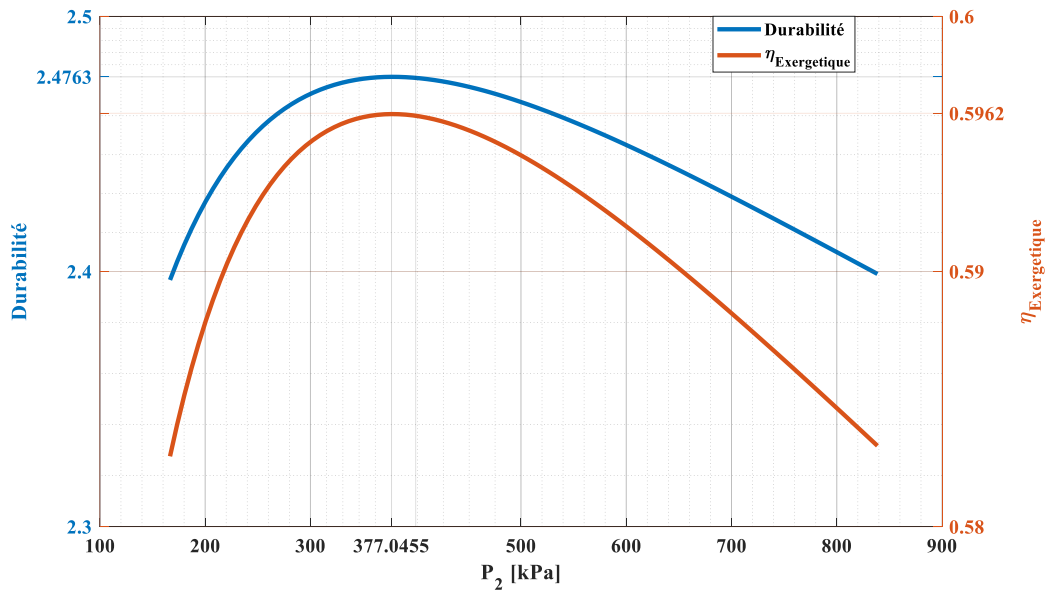


Figure III.15 : Influence de la pression P_2 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_C = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

III.3.10 Influence de la pression P_4 sur les puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$ et $\dot{W}_{c(5-6)}$, \dot{W}_c , le débit massique \dot{m}_{inj2} et le débit massique total \dot{m}_{inj} .

La **Figure III.16** illustre les puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$ et $\dot{W}_{c(5-6)}$, \dot{W}_c , le débit massique \dot{m}_{inj2} et le débit massique total \dot{m}_{inj} en fonction de la pression P_4 .

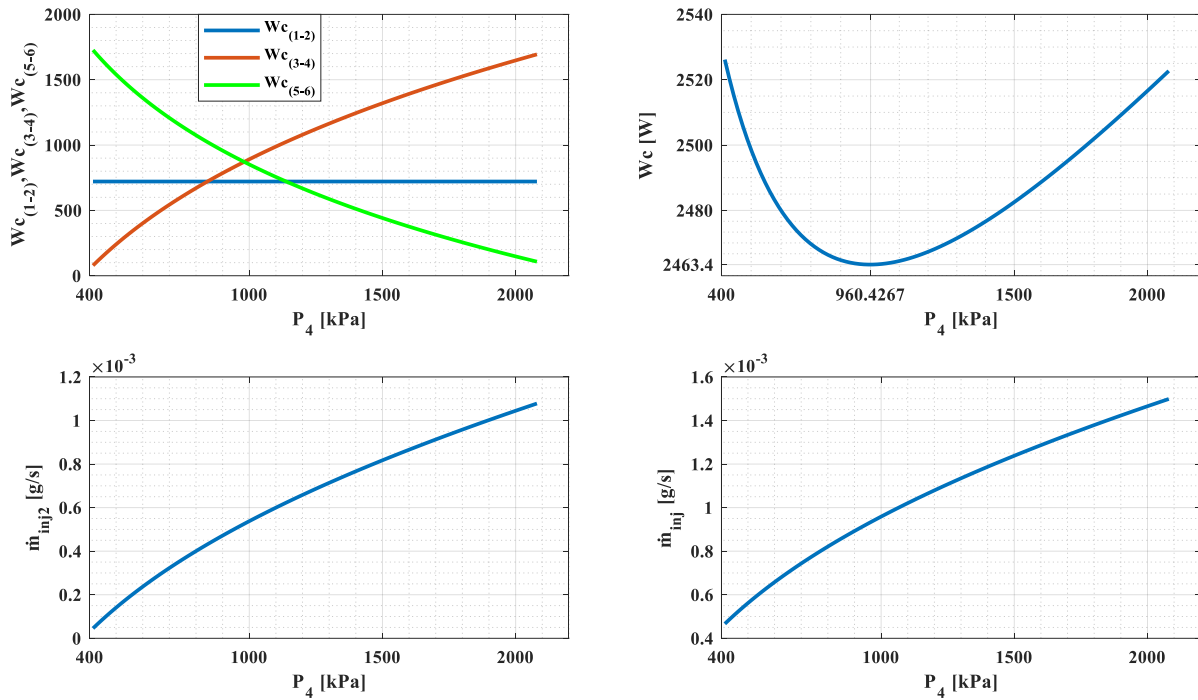


Figure III.16 : Influence de la pression P_4 sur les puissances consommées $\dot{W}c_{(1-2)}$, $\dot{W}c_{(3-4)}$ et $\dot{W}c_{(5-6)}$, $\dot{W}c$, le débit massique \dot{m}_{inj2} et le débit massique total \dot{m}_{inj} pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$

Le premier schéma montre les puissances consommées $\dot{W}c_{(1-2)}$, $\dot{W}c_{(3-4)}$ et $\dot{W}c_{(5-6)}$ en fonction de la pression P_4 . Pour une augmentation de la pression P_4 de 413.258 kPa à 2080.02 kPa : la puissance $\dot{W}c_{(1-2)}$ reste constante 720.954 W car l'écart d'enthalpie ($h_2 - h_1$) et le débit \dot{m}_e sont constants ; la puissance $\dot{W}c_{(3-4)}$ augmente de 78.3676 W à 1693.92 W proportionnellement à l'augmentation de la pression P_4 cela est due à l'augmentation de l'écart d'enthalpie ($h_4 - h_3$) car l'enthalpie h_3 reste constante ; contrairement à la puissance $\dot{W}c_{(5-6)}$ qui subit une diminution très importante de 1726.83 W à 107.815 W inversement proportionnelle à l'augmentation de la pression P_4 , qui est déterminée par la diminution de l'écart d'enthalpie [$h_6 - h_5$]. La puissance totale consommée $\dot{W}c$ est la somme des puissances consommées $\dot{W}c_{(1-2)}$, $\dot{W}c_{(3-4)}$ et $\dot{W}c_{(5-6)}$ représenté dans le deuxième schéma en fonction de la pression P_4 . Pour une augmentation de la pression P_4 de 413.258 kPa à 2080.02 kPa, $\dot{W}c$ diminue de 2526.16 W jusqu'à une borne inférieure où la pression P_4 est de 960.4267 kPa qui représente le point où la consommation total est minimal $\dot{W}c_{min}=2463.4 \text{ W}$, la puissance $\dot{W}c$ augmente ensuite jusqu'à 2522.69 W. Le troisième schéma montre le débit massique injecté \dot{m}_{inj2} en fonction de la pression P_4 . Le débit massique injecté \dot{m}_{inj2} augmente de 0.0457 [mg/s] jusqu'à 1.078 [mg/s] proportionnellement à l'augmentation de la pression P_4 de 413.258 kPa à 2080.02 kPa due à l'augmentation de l'écart d'enthalpie [$h_4 - h_5$]. Quant au débit massique

total injecté \dot{m}_{inj} qui est la somme $[\dot{m}_{inj1}+\dot{m}_{inj2}]$,il est représenté dans le quatrième schéma en fonction de la pression P_4 ;le débit total augmente de 0.4665 [mg/s] à 1.499 [mg/s] proportionnellement à l'augmentation de la pression P_4 de de 413.258 kPa à 2080.02 kPa,cela est due à l'augmentation du débit massique \dot{m}_{inj2} car le débit massique \dot{m}_{inj1} reste constant.

III.3.11 Influence de la pression P_4 sur la puissance consommée par la pompe \dot{W}_p

La **Figure III.17** représente la puissance consommée par la pompe \dot{W}_p en fonction de la pression P_4 .

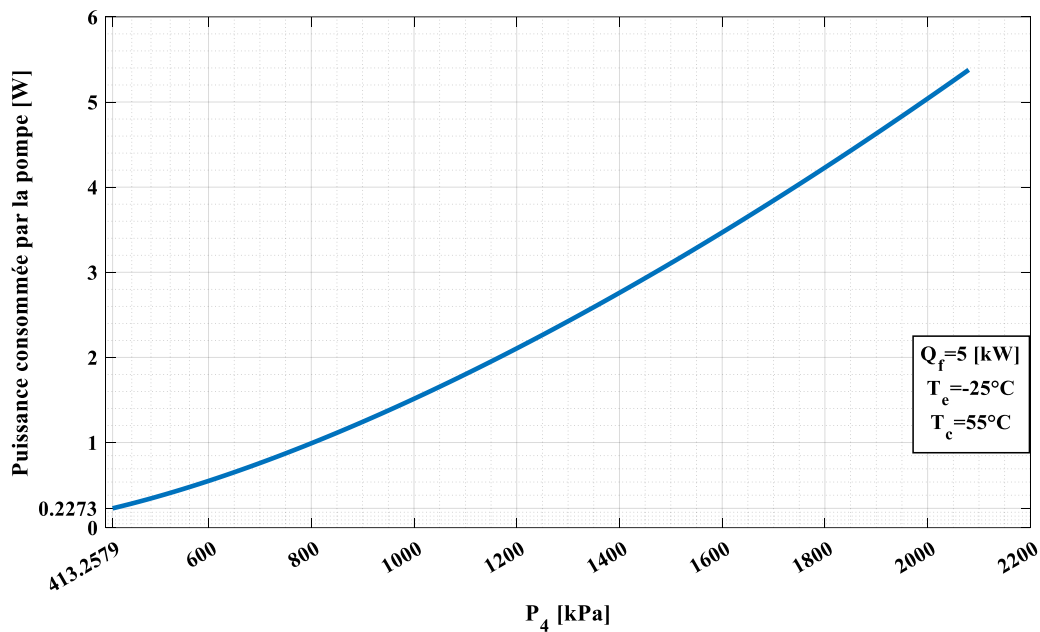


Figure III.17 : Influence de la pression P_4 sur la puissance consommée par la pompe \dot{W}_p pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$

La puissance consommée par la pompe \dot{W}_p augmente de 0.2273 W à 5.37784 W proportionnellement à l'augmentation de la pression P_4 de 413.258 kPa à 2080.02 kPa,cette augmentation est due à l'augmentation du débit massique total injecté \dot{m}_{inj} et l'écart d'enthalpie $(h_{10} - h_9)$ car l'enthalpie h_9 est constante .

III.3.12 Influence de la pression P_4 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP

La **Figure III.18** représente la puissance totale consommée \dot{W} et le COP en fonction de la pression P_4 .

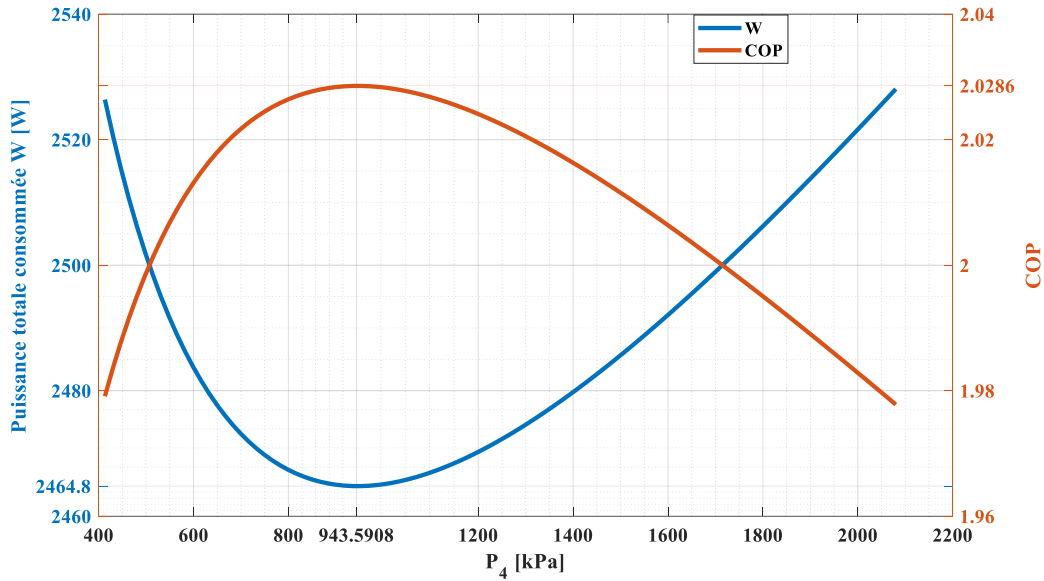


Figure III.18 : Influence de la pression P_4 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Pour une augmentation de la pression P_4 de 413.258 kPa à 2080.02 kPa ,la puissance totale consommée \dot{W} qui est la somme des puissances consommées dans le cycle (\dot{W}_c et \dot{W}_p),diminue de 2526.38 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=943.5908$ kPa qui représente le point ou la puissance total est minimal $\dot{W}_{min}=2546.48$ W pour ensuite augmenté jusqu'à 2528.07 W, ce même point représente le COP_{max} pour une valeur de 2.0286 car le COP augmente de 1.979 proportionnellement à l'augmentation de pression P_4 pour atteindre ce point qui est le point optimal de l'installation ou on aura un très bon fonctionnement. Après ce point optimal on remarque une diminution du COP de 2.0286 jusqu'à 1.977 inversement proportionnel à l'augmentation de la pression P_4 de 601.4821 kPa à 2080.02 kPa.

III.3.13 Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans les compressions (3-4) et (5-6)

La **Figure III.19** montre l'exergie détruite dans les compressions (3-4) et (5-6) en fonction de la pression P_4 .

Lors de la compression (3-4) on constate une augmentation de l'exergie détruite de 12.6994 W jusqu'à 186.387 W proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire de 413.258 kPa à 2080.02 kPa. lorsque la pression P_4 s'éloigne de la pression P_2 , la différence d'entropie ($s_4 - s_3$) augmente car l'entropie s_3 est constante donc l'exergie détruite augmente. Pour la compression (5-6) on constate une diminution de l'exergie détruite de 187.956 W jusqu'à 14.5191 W proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire de 413.258 kPa à 2080.02 kPa. Lorsque la pression P_4 s'approche de la pression

de condensation P_c on aura une diminution de l'exergie détruite due à la diminution de la différence l'entropie ($s_6 - s_5$).

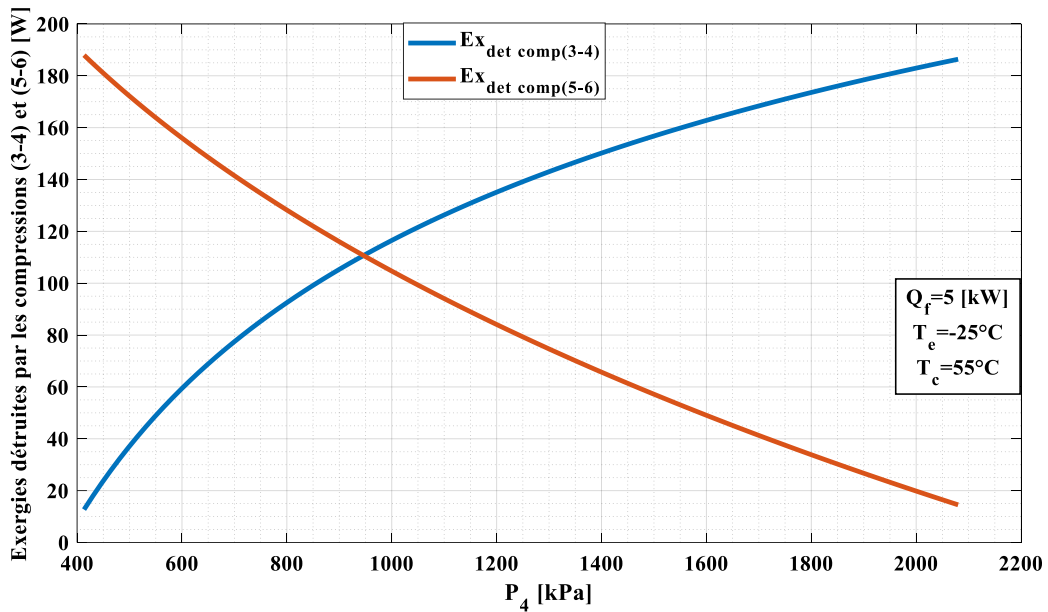


Figure III.19 : Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans les compressions (3-4) et (5-6) pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

III.3.14 Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (2-3),(4-5) et dans la pompe

La **Figure III.20** représente les exergies détruites dans : le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (2-3), (4-5) et dans la pompe en fonction de la pression P_4 .

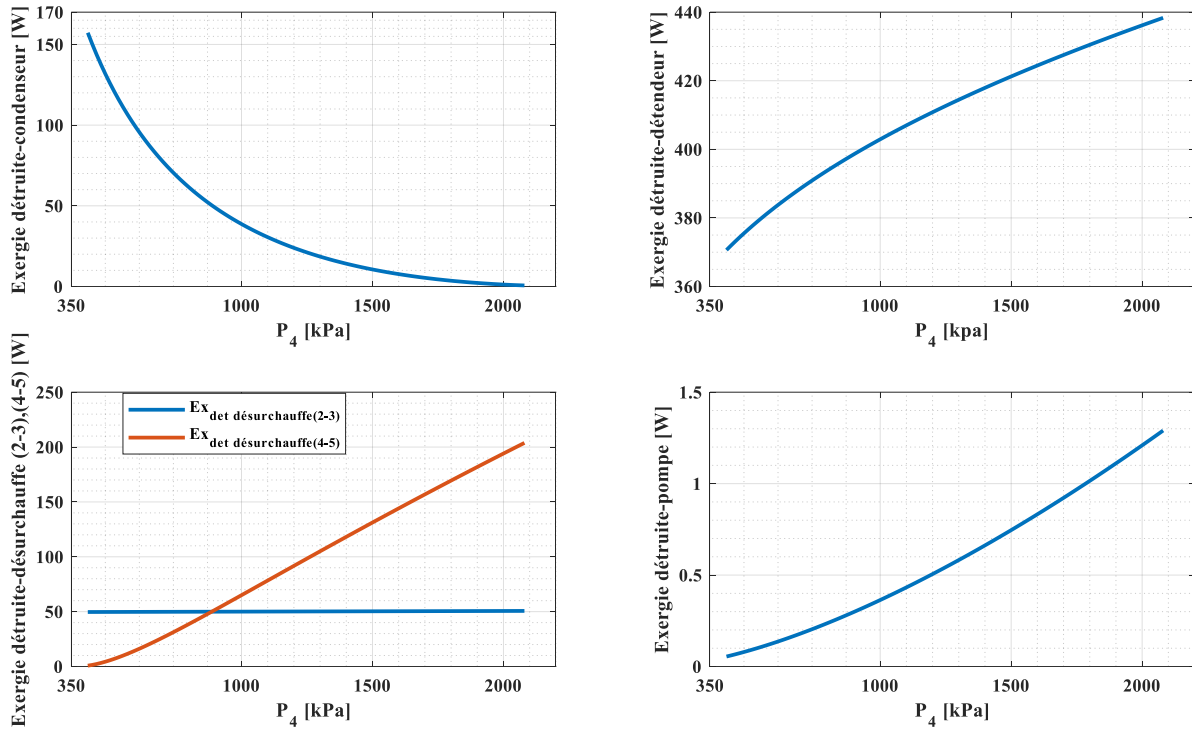


Figure III.20 : Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (2-3),(4-5) et dans la pompe pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_C = 55^\circ\text{C}$, $T_e = -25^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

La première illustration représente l'exergie détruite dans le condenseur en fonction de la pression P_4 . Pour une augmentation de la pression P_4 de 413.258 kPa à 2080.02 kPa, on constate une diminution importante de l'exergie détruite dans le condenseur de 157.261 W jusqu'à 0.643533 W, la différence d'entropie ($s_6 - s_7$) diminue donc l'exergie détruite dans le condenseur diminue. La deuxième illustration représente l'exergie détruite dans le détendeur en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression P_4 de 413.258 kPa à 2080.02 kPa, on remarque une augmentation de l'exergie détruite dans le détendeur de 371.914 W jusqu'à 438.348 W, car le débit injecté \dot{m}_{inj} augmente et la différence d'entropie ($s_8 - s_7$) reste constante le long de l'augmentation de P_4 . La troisième illustration détermine l'exergie détruite des désurchauffes (2-3) et (4-5) en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression P_4 de 413.258 kPa à 2080.02 kPa, l'exergie détruite de la désurchauffe (2-3) reste quasi constante 50 W le long de l'augmentation de P_4 cette constance est expliquée par la différence d'entropie ($s_2 - s_3$) et du débit massique \dot{m}_{inj1} qui restent constants. L'exergie détruite de la désurchauffe (4-5) augmente de 0.7833 W jusqu'à 203.786 W lorsque la pression P_4 augmente de 413.258 kPa à 2080.02 kPa, cette augmentation est due à l'augmentation du débit massique \dot{m}_{inj2} et de la différence d'entropie ($s_4 - s_5$). La quatrième illustration représente l'exergie détruite dans la pompe en fonction de la pression P_4 . Pour une

augmentation de la pression P_4 de 413.258 kPa à 2080.02 kPa ,on remarque une augmentation de l'exergie détruite de 0.05461 W jusqu'à 1.2903 W, cette augmentation est due à l'augmentation du débit massique \dot{m}_{inj} et de la différence d'entropie ($s_{10} - s_9$) car l'entropie s_9 reste constante.

III.3.15 Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite globale

la **Figure III.21** représente l'exergie détruite globale en fonction de la pression P_4 .

L'exergie détruite globale est la somme des exergies détruites, Pour une augmentation de la pression P_4 de 413.258 kPa à 2080.02 kPa ,on remarque une diminution de 1001.45 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_4=648.9614$ kPa ou la valeur minimale de l'exergie détruite globale est de 983.4191 W, pour ensuite augmenter jusqu'à 1118.03 W.

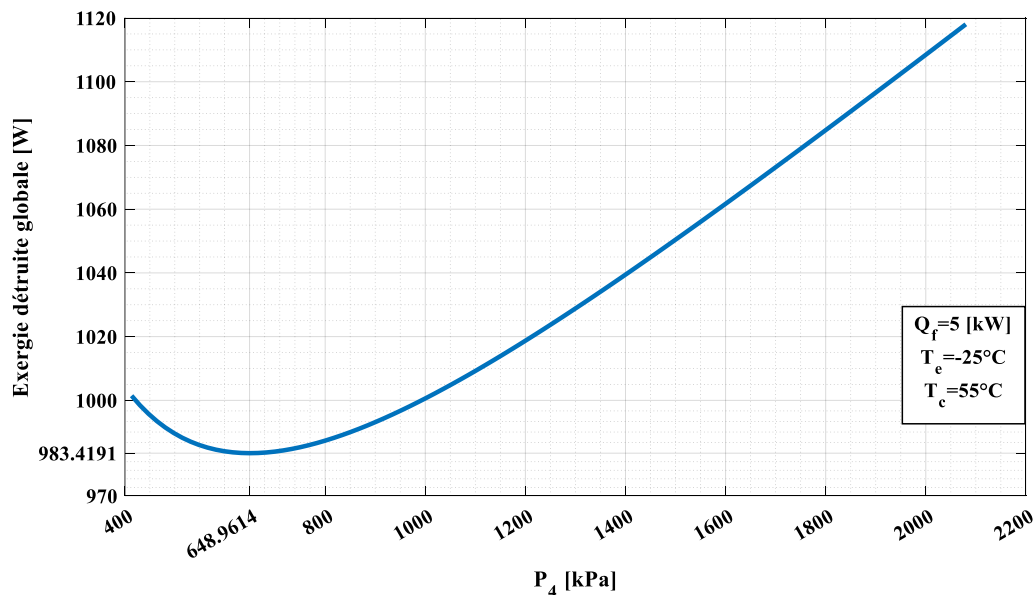


Figure III.21 : Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite globale pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55^\circ\text{C}$, $T_e = -25^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

III.3.16 Influence de la pression P_4 sur le COP et rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "

La **Figure III.22** montre le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " en fonction de la pression P_4 .

lorsque la pression P_4 augmente de 413.258 kPa à 2080.02 kPa ;on constate une augmentation du rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " de 0.6036 jusqu'à 0.6044,il diminue ensuite jusqu'à 0.5577. Le COP augmente de 1.979 jusqu'à une borne supérieure ou $P_4=943.5908$ kPa qui représente le point optimale $COP_{max} = 2.0286$ ou on aura un bon fonctionnement, il subit ensuite une diminution jusqu'à 1.977.

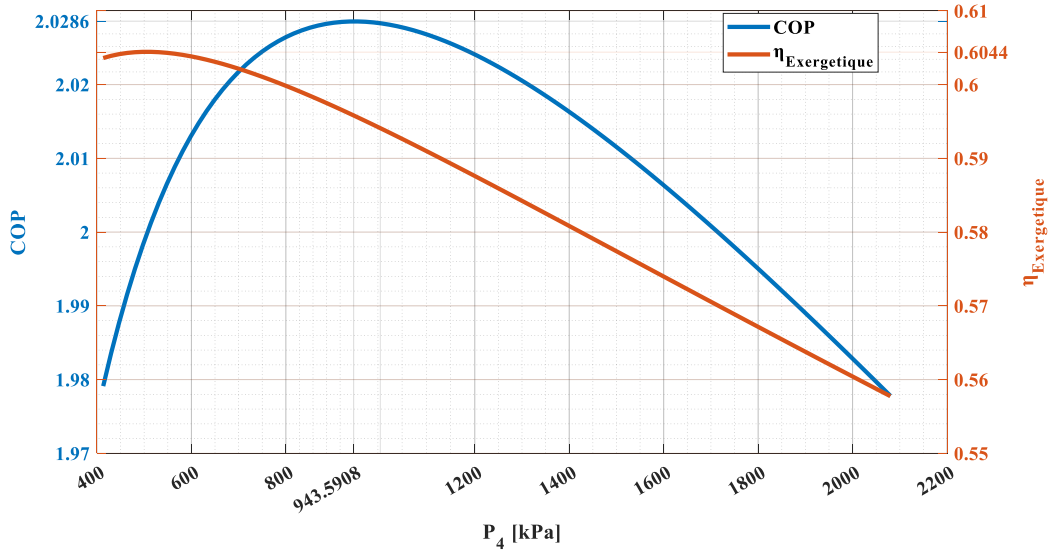


Figure III.22 : Influence de la pression P_4 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_C = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

III.3.17 Influence de la pression P_4 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "

La **Figure III.23** represente la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " en fonction de la pression P_4 .

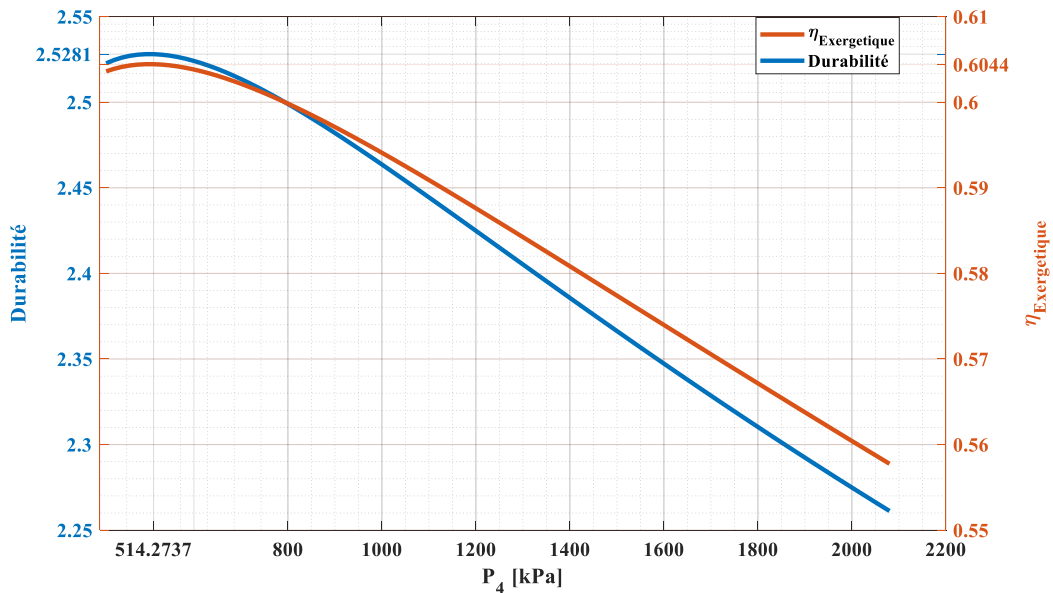


Figure III.23 : Influence de la pression P_4 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_C = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

La variation de la durabilité est proportionnelle à celle du rendement exergetique. Tous deux augmentent légèrement, atteignant respectivement 0.6036 et 2.523, jusqu'à ce que P_4

atteigne 514.2737 kPa, où ils culminent à 0.6044 et 2.53. Ensuite, ils diminuent jusqu'à 0.5577 et 2.261.

III.4 Présentation des résultats pour le cycle à trois injecteurs

III.4.1 Influence de la pression P_2 sur les puissances consommées et les débits massique injectés

La Figure III.24 illustre les puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$ et $\dot{W}_{c(3-4)}$, $\dot{W}_{c(5-6)}$ et $\dot{W}_{c(7-8)}$, \dot{W}_c et \dot{W}_p , les débits massiques injectés \dot{m}_{inj1} , \dot{m}_{inj2} et \dot{m}_{inj3} et le débit massique total injecté \dot{m}_{inj} en fonction de la pression intermédiaire P_2 pour le fluide frigorigène utilisé.

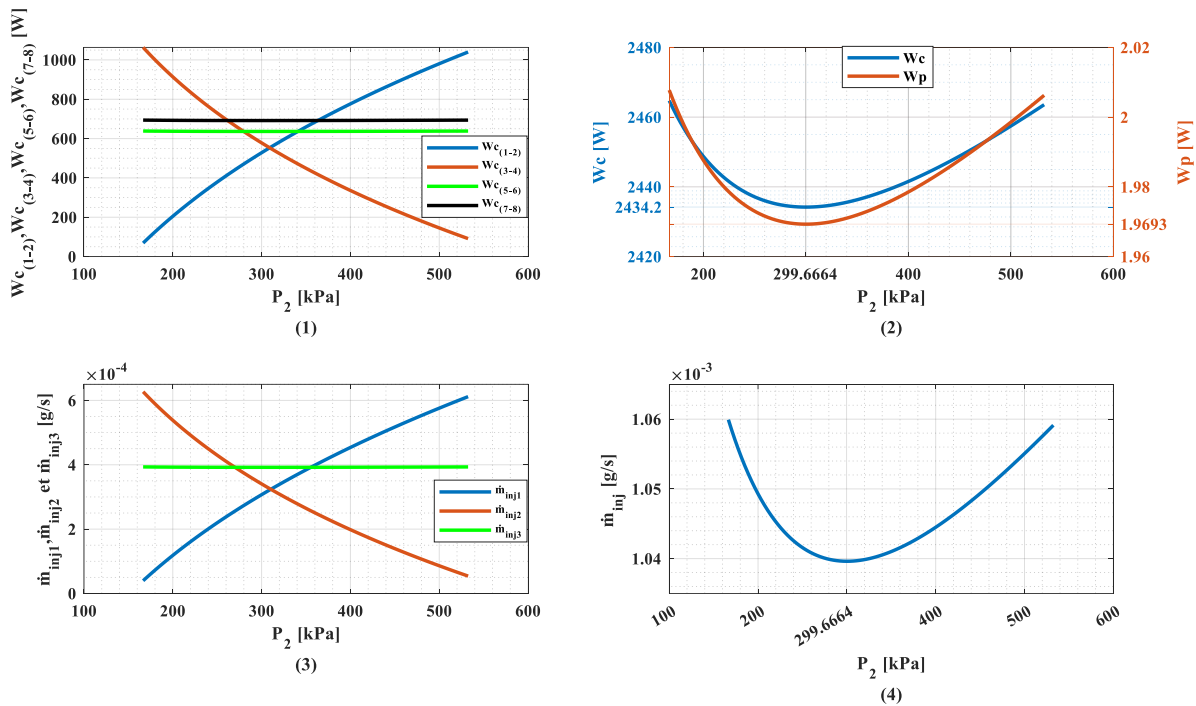


Figure III.24 : Influence de la pression P_2 sur les puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$ et $\dot{W}_{c(3-4)}$, $\dot{W}_{c(5-6)}$ et $\dot{W}_{c(7-8)}$, \dot{W}_c et \dot{W}_p , les débits massiques injectés \dot{m}_{inj1} , \dot{m}_{inj2} et \dot{m}_{inj3} et le débit massique total injecté \dot{m}_{inj} pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$.

La première illustration représente les puissances consommées par les puissances $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$, $\dot{W}_{c(5-6)}$ et $\dot{W}_{c(7-8)}$ en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 532.5 kPa, on constate une augmentation proportionnelle de $\dot{W}_{c(1-2)}$ de 68.7046 W jusqu'à 1040.16 W lorsque la pression P_2 s'éloigne de la pression d'évaporation P_e , l'écart d'enthalpie ($h_2 - h_1$) augmente car l'enthalpie h_1 reste constante donc $\dot{W}_{c(1-2)}$ augmente. Lorsque la pression P_2 s'approche de la pression P_4 on constate une diminution très importante de $\dot{W}_{c(3-4)}$ de 1063.7 W à 91.2556 W inversement proportionnel à l'augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 532.5 kPa due à la diminution de l'écart

d'enthalpie ($h_4 - h_3$) ;la puissance $\dot{W}_{(5-6)}$ est quasi constante 0.638375 kW car la différence d'enthalpie ($h_6 - h_5$) est constante, c'est aussi le cas de la puissance $\dot{W}_{c(7-8)}$ qui reste quasi constante 693.941 W vue la constance de la différence d'enthalpie ($h_8 - h_7$) . La deuxième illustration représente la puissance totale consommée \dot{W}_c lors des compressions (1-2), (3-4),(5-6),(7-8) et la puissance \dot{W}_p consommée par la pompe en fonction de la pression P_2 . \dot{W}_c est la somme des puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$, $\dot{W}_{c(5-6)}$, $\dot{W}_{c(7-8)}$ et \dot{W}_p la puissance consommée par la pompe. Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 532.5 kPa ,on remarque une diminution de \dot{W}_c de 2464.72 W et de \dot{W}_p de 2.007 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=299.6664$ kPa qui représente le point ou la consommation total est minimal $\dot{W}_{c_{min}}=2434.2$ W et $\dot{W}_{p_{min}}=1.9693$ W, les deux puissances \dot{W}_c et \dot{W}_p augmentent jusqu'à 2463.56 W et 2.006 W. La troisième illustration représente les débits massiques injectés \dot{m}_{inj1} , \dot{m}_{inj2} et \dot{m}_{inj3} en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 532.5 kPa : on constate une augmentation proportionnelle du débit massique injecté \dot{m}_{inj1} de 0.0396 [mg/s] jusqu'à 0.612 [mg/s] lorsque la pression P_2 s'éloigne de la pression d'évaporation P_e ;l'écart d'enthalpie ($h_2 - h_3$) augmente donc \dot{m}_{inj1} augmente. Lorsque la pression P_2 s'approche de la pression P_4 :le débit massique injecté \dot{m}_{inj2} diminue proportionnellement de 0.627 [mg/s] jusqu'à 0.0541 [mg/s] ;cette diminution est causée par la diminution de la différence d'enthalpie ($h_4 - h_5$) car l'enthalpie h_5 reste constante ;le débit massique injecté \dot{m}_{inj3} reste quasi constant 0.4 [mg/s] car la différence d'enthalpie ($h_6 - h_7$) reste constante. La quatrième illustration représente le débit massique total injecté \dot{m}_{inj} qui est la somme de [$\dot{m}_{inj1} + \dot{m}_{inj2} + \dot{m}_{inj3}$] en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 532.5 kPa : on constate une diminution de \dot{m}_{inj} de 1.06 [mg/s] jusqu'à une borne inférieure ou $P_2 =299.6664$ kPa qui représente le point ou \dot{m}_{inj} est minimal $\dot{m}_{inj-min}=1.04$ [mg/s] pour ensuite augmenté jusqu'à 1.0591 [mg/s].

III.4.2 Influence de la pression P_2 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP

La **Figure III.25** représente la puissance totale consommée \dot{W} et le COP en fonction de la pression P_2 .

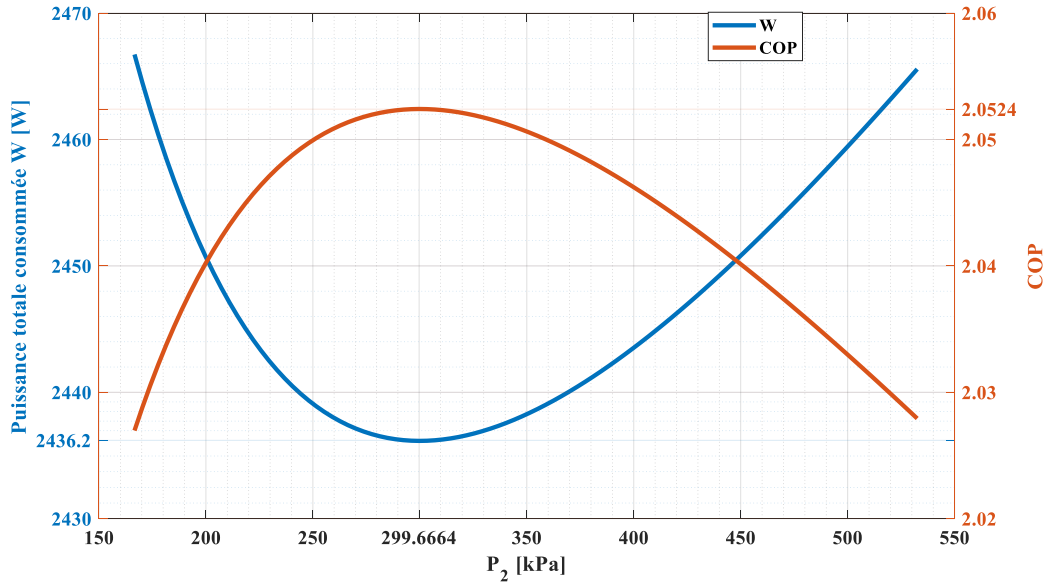


Figure III.25 : Influence de la pression P_2 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 532.5 kPa ,la puissance totale consommée \dot{W} qui est la somme des puissances consommées dans le cycle (\dot{W}_c et \dot{W}_p),diminue de 2466.73 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=299.6664$ kPa qui représente le point où la puissance total est minimal $\dot{W}_{min}=2436.2$ W pour ensuite augmenté jusqu'à 2465.57 W, ce même point représente le COP_{max} pour une valeur de 2.0524 car le COP augmente de 2.027 proportionnellement à l'augmentation de pression P_2 pour atteindre ce point qui est le point optimal de l'installation ou on aura un très bon fonctionnement. Après ce point optimal on remarque une diminution du COP de 2.0524 jusqu'à 2.028 inversement proportionnel à l'augmentation de la pression P_2 de 299.6664 kPa à 523.5 kPa .

III.4.3 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite lors des compressions (1-2),(3-4),(5-6) et (7-8)

La **Figure III.26** représente l'exergie détruite lors des compression (1-2), (3-4), (5-6) et (7-8) en fonction de la pression P_2 .

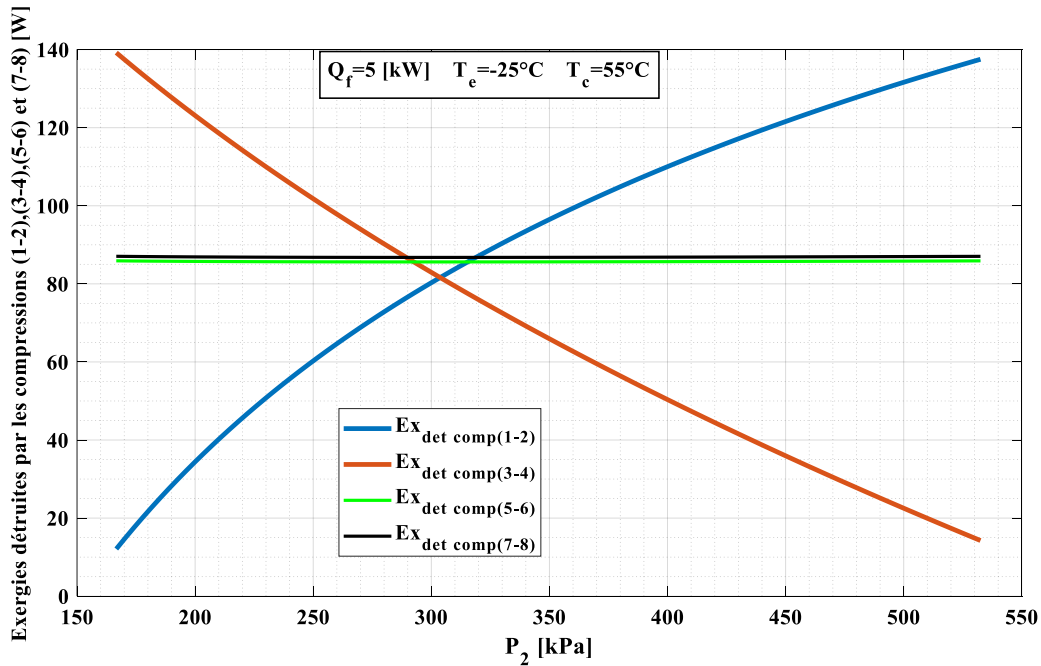


Figure III.26 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite lors des compression (1-2), (3-4),(5-6) et (7-8) pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Lors de la compression (1-2) on constate une augmentation de l'exergie détruite de 12.0905 W jusqu'à 137.519 W proportionnellement à l'augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 532.5 kPa. lorsque la pression P_2 s'éloigne de la pression d'évaporation P_e , la différence d'entropie ($s_2 - s_1$) augmente car l'entropie s_1 est constante donc l'exergie détruite augmente. Pour la compression (3-4) on constate une diminution très importante de l'exergie détruite de 139.214 W jusqu'à 14.2575 W proportionnellement à l'augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 532.5 kPa. Lorsque la pression P_2 s'approche de la pression P_4 on aura une diminution de l'exergie détruite due à la diminution de la différence l'entropie ($s_4 - s_3$). Pour la compression (5-6) l'exergie détruite reste quasi-constante 85.8984 W proportionnellement à l'augmentation de la pression intermédiaire de 166.618 kPa à 532.5 kPa. Lorsque la pression P_2 s'approche de la pression P_4 on aura une valeur constante d'exergie détruite due à la différence d'entropie ($s_6 - s_5$) qui reste constante, c'est aussi le cas de la compression (7-8) qui reste quasi constante 85.0564 W vue la constance de la différence d'entropie ($s_8 - s_7$).

III.4.4 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (2-3),(4-5),(6-7) et dans la pompe

La **Figure III.27** illustre l'exergie détruite certains composants de l'installation en fonction de la pression P_2 .

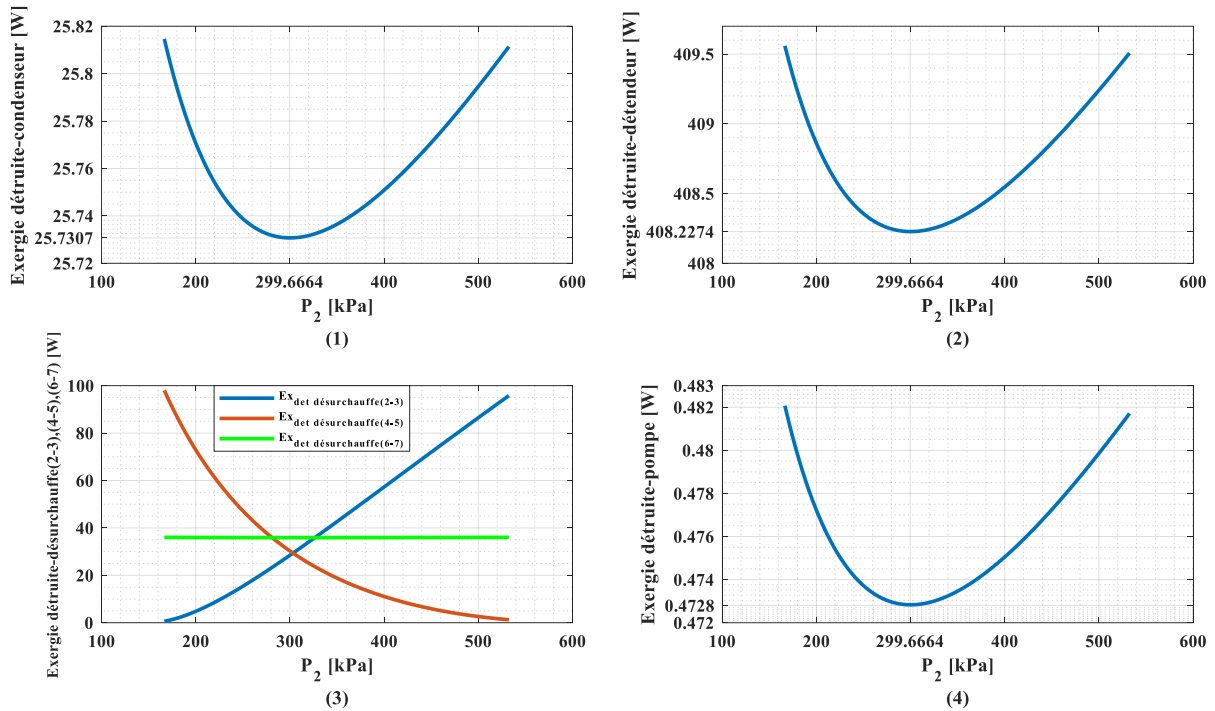


Figure III.27 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (2-3),(4-5),(6-7) et dans la pompe pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

La première illustration représente l'exergie détruite dans le condenseur en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 532.5 kPa ,on constate une diminution de l'exergie détruite dans le condenseur de 25.8145 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=299.6664$ kPa qui représente le point ou l'exergie détruite est minimale 25.7307 W pour ensuite augmenter jusqu'à 25.8114 W. La deuxième illustration représente l'exergie détruite dans le détendeur en fonction de la pression P_2 . Lorsque la pression P_2 augmente de 166.618 kPa à 532.5 kPa ,on remarque la diminution de l'exergie détruite de 409.559 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=299.6664$ kPa qui représente le point ou l'exergie détruite est minimale 408.2274 W, après ce point la valeur de l'exergie augmente jusqu'à 409.508 W. La troisième illustration détermine l'exergie détruite des désurchauffes (2-3),(4-5) et (6-7) en fonction de la pression P_2 . Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 532.5 kPa ,on remarque une grande augmentation de l'exergie détruite de la désurchauffe (2-3) de 0.6019 W jusqu'à 95.8063 W, cette augmentation est expliquée par l'augmentation de la différence d'entropie ($s_2 - s_3$) et l'augmentation du débit massique $\dot{m}_{in j1}$ qui est injecté au début de la désurchauffe. L'exergie détruite de la désurchauffe (4-5) diminue de 97.989 W jusqu'à 1.2572 W lorsque la pression P_2 augmente de 166.618 kPa à 532.5 kPa ,cette diminution est due à la diminution du débit massique $\dot{m}_{in j2}$ et la diminution de la différence d'entropie

($s_4 - s_5$) car l'entropie s_5 reste constante. L'exergie détruite dans la désurchauffe (6-7) reste quasi constante 36.203 W car la différence d'entropie ($s_6 - s_7$) et le débit massique injecté \dot{m}_{inj3} restent constants le long de l'augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 532.5 kPa . La quatrième illustration montre l'exergie détruite dans la pompe en fonction de la pression P_2 . L'exergie détruite dans la pompe diminue de 0.4820 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=299.6664$ kPa qui représente le point où l'exergie détruite est minimale 0.319 W, après ce point la valeur de l'exergie augmente jusqu'à 0.4817 W. Les valeurs des exergies détruites dans le condenseur, le détendeur et la pompe varient proportionnellement en fonction de la variation du débit massique total injecté \dot{m}_{inj} .

III.4.5 Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "

La **Figure III.28** montre l'exergie détruite globale et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " en fonction de la pression P_2 .

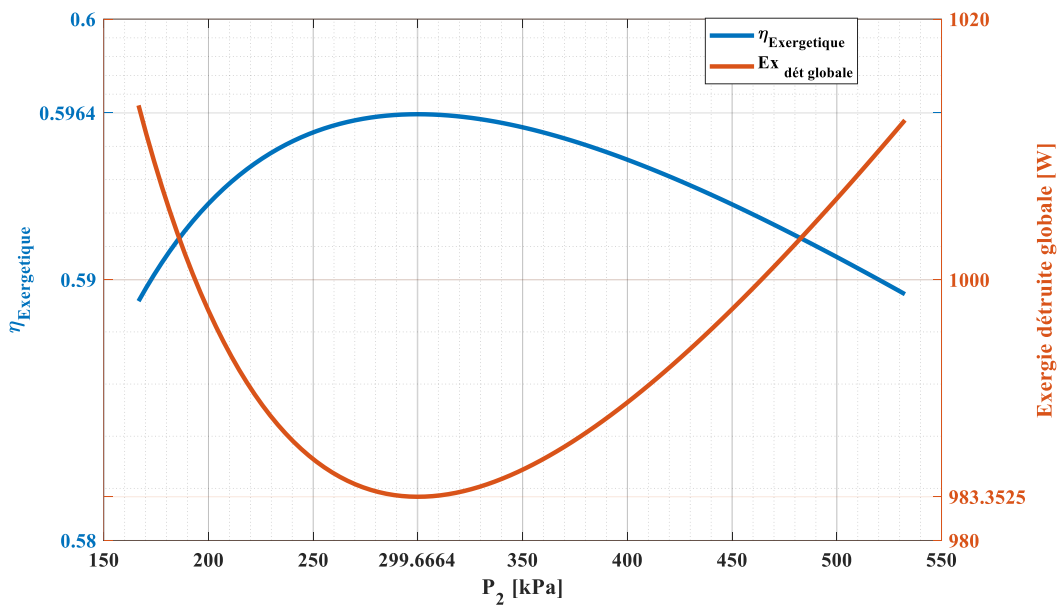


Figure III.28 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite globale et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5$ kW et pour $T_C = 55$ °C , $T_e = -25$ °C et $T_0 = 25$ °C.

L'exergie détruite globale est la somme des exergies détruites dans le cycle, Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 532.5 kPa ,on remarque une diminution de 1.01338 kW jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=299.6664$ kPa et la valeur minimale de l'exergie détruite globale est de 983.3525 W, ensuite la valeur augmente jusqu'à 1012.24

W ;contrairement au rendement exergetique qui augmente de 0.58918 jusqu'à la borne indiquée pour atteindre la valeur maximale $\eta_{Exergetique-max}=0.5964$,et enfin il diminue jusqu'à 0.5894.

III.4.6 Influence de la pression P_2 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "

La Figure III.29 représente le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " en fonction de la pression P_2 .

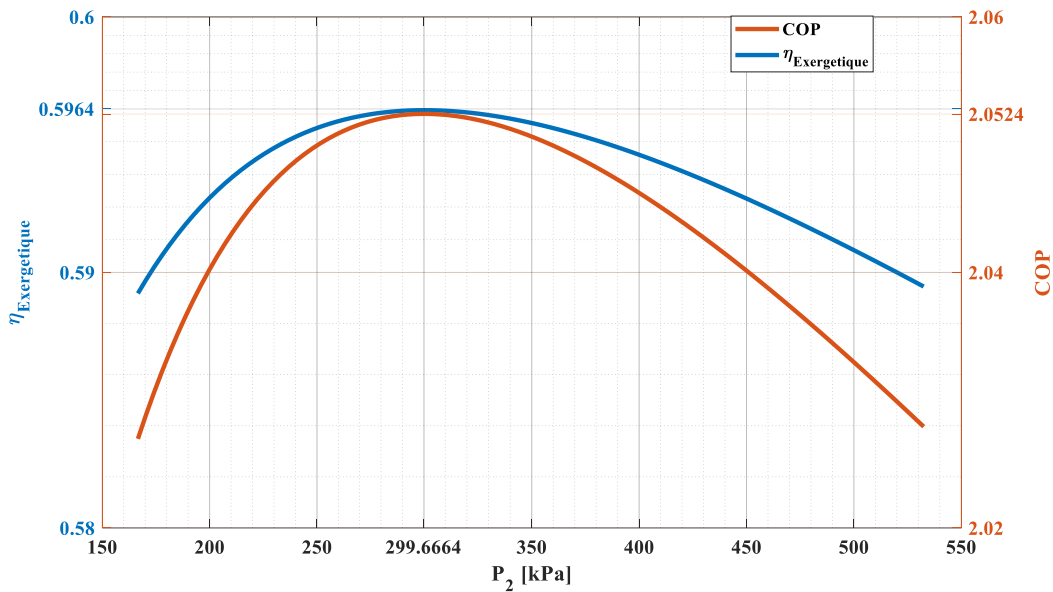


Figure III.29 : Influence de la pression P_2 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_c = 55^\circ C$, $T_e = -25^\circ C$ et $T_0 = 25^\circ C$.

Pour une augmentation de la pression P_2 de 166.618 kPa à 532.5 kPa, on remarque une augmentation du COP de 2.02698 et du rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " de 0.58918 jusqu'au point optimal de l'installation [$P_2=299.6664$ kPa, $COP_{max} = 2.0524$ et " $\eta_{Exergetique-max} = 0.5964$], après ce point la valeur du COP et du rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " diminue jusqu'à 2.0279 et 0.5894 inversement proportionnel à l'augmentation de la pression P_2 .

III.4.7 Influence de la pression P_2 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "

La Figure III.30 montre la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " en fonction de la pression P_2 .

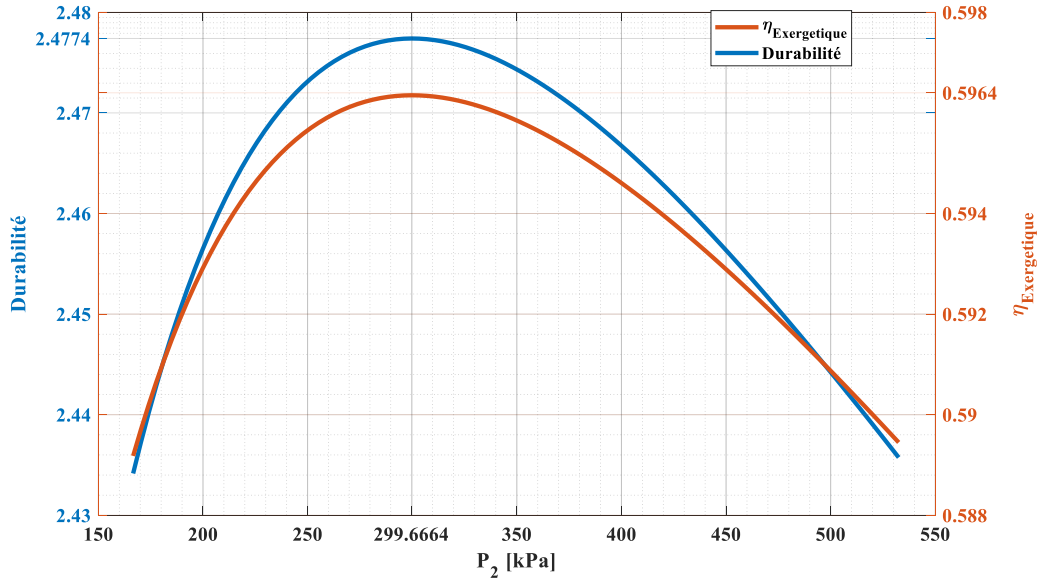


Figure III.30 : Influence de la pression P_2 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_C = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Nous observons que la durabilité évolue de manière similaire au rendement exergetique, augmentant de 2.434 jusqu'à ce que P_2 atteigne 299.6664 kPa, où les deux paramètres culminent à leur maximum respectif, soit 2.477 et 0.5964. Ensuite, ils diminuent jusqu'à 2.435 et 0.59.

III.4.8 Influence de la pression P_4 sur les puissances consommées et les débits massiques injectés

La **Figure III.31** illustre les puissances consommées $\dot{W}_{c(3-4)}$, $\dot{W}_{c(5-6)}$ et $\dot{W}_{c(7-8)}$, \dot{W}_c et \dot{W}_p , les débits massiques injectés \dot{m}_{inj2} , \dot{m}_{inj3} et le débit massique total injecté \dot{m}_{inj} en fonction de la pression P_4 pour le fluide frigorigène utilisé.

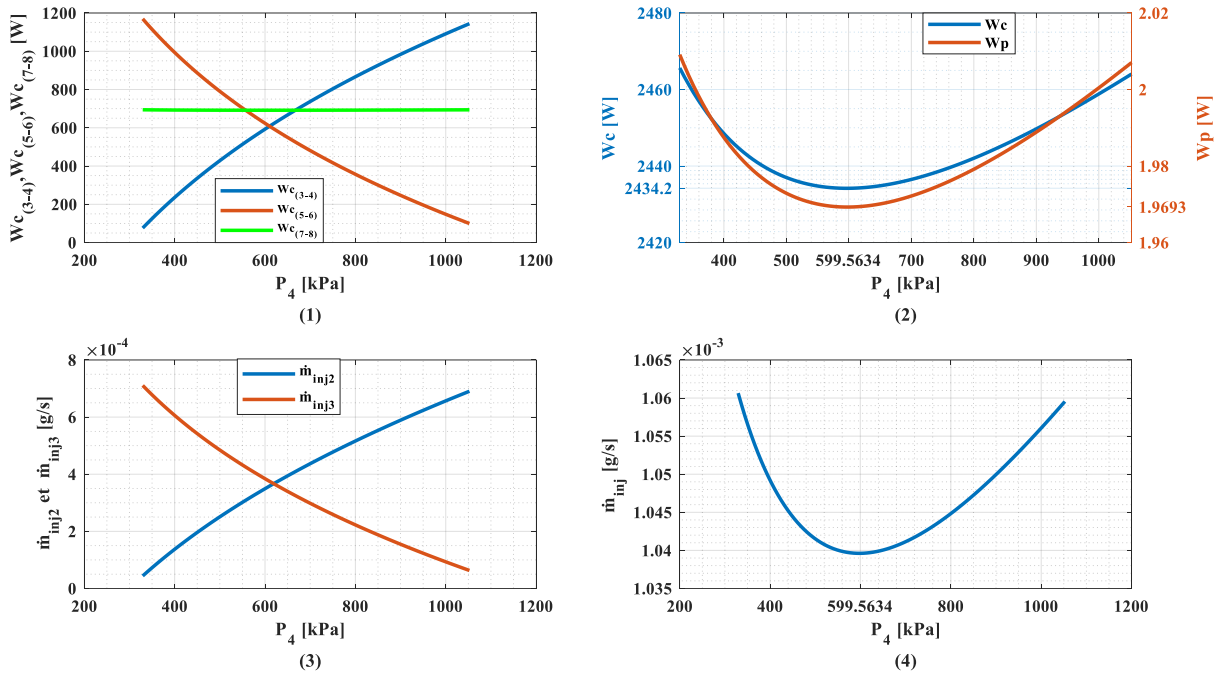


Figure III.31 : Influence de la pression P_4 sur les puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$, $\dot{W}_{c(5-6)}$ et $\dot{W}_{c(7-8)}$, \dot{W}_c , \dot{W}_p , les débits massiques \dot{m}_{inj2} , \dot{m}_{inj3} et le débit massique total \dot{m}_{inj} pour $\dot{Q}_f = 5$ kW et pour $T_c = 55$ °C et $T_e = -25$ °C.

La première illustration représente les puissances consommées par les puissances $\dot{W}_{c(3-4)}$, $\dot{W}_{c(5-6)}$ et $\dot{W}_{c(7-8)}$ en fonction de la pression P_4 . Pour une augmentation de la pression P_4 de 329.304 kPa à 1052.43 kPa, on constate une augmentation proportionnelle de $\dot{W}_{c(3-4)}$ de 75.8094 W jusqu'à 1144.15 W lorsque la pression P_4 s'éloigne de la pression P_2 , l'écart d'enthalpie ($h_4 - h_3$) augmente car l'enthalpie h_3 reste constante donc $\dot{W}_{c(3-4)}$ augmente. Lorsque la pression P_4 s'approche de la pression P_6 on constate une diminution importante de $\dot{W}_{c(5-6)}$ de 1169.49 W à 99.683 W inversement proportionnel à l'augmentation de la pression P_4 de 329.304 kPa à 1052.43 kPa due à la diminution de l'écart d'enthalpie ($h_6 - h_5$); la puissance $\dot{W}_{c(7-8)}$ est quasi constante 694.022 kW car la différence d'enthalpie ($h_8 - h_7$) est constante. La deuxième illustration représente la puissance totale consommée \dot{W}_c lors des compressions (1-2), (3-4), (5-6), (7-8) et la puissance \dot{W}_p consommée par la pompe en fonction de la pression P_2 . \dot{W}_c est la somme des puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$, $\dot{W}_{c(5-6)}$, $\dot{W}_{c(7-8)}$ et \dot{W}_p la puissance consommée par la pompe. Pour une augmentation de la pression P_4 de 329.304 kPa à 1052.43 kPa, on remarque une diminution de \dot{W}_c de 2465.63 W et de \dot{W}_p de 2.00912 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_4 = 599.5634$ kPa qui représente le point où la consommation totale est minimale $\dot{W}_{c_{min}} = 2434.2$ W et $\dot{W}_{p_{min}} = 1.9693$ W, les deux puissances \dot{W}_c et \dot{W}_p augmentent ensuite jusqu'à 2464.05 W et 2.007 W. La

troisième illustration représente les débits massiques injectés \dot{m}_{inj2} et \dot{m}_{inj3} en fonction de la pression P_4 . Pour une augmentation de la pression P_4 de 329.304 kPa à 1052.43 kPa: on constate une augmentation proportionnelle du débit massique injecté \dot{m}_{inj2} de 0.044 [mg/s] jusqu'à 0.69 [mg/s] lorsque la pression P_4 s'éloigne de la pression P_2 ;l'écart d'enthalpie ($h_4 - h_5$) augmente donc \dot{m}_{inj2} augmente. Lorsque la pression P_4 s'approche de la pression P_6 :le débit massique injecté \dot{m}_{inj3} diminue proportionnellement de 0.711 [mg/s] jusqu'à 0.0631 [mg/s] ;cette diminution est causée par la diminution de la différence d'enthalpie ($h_6 - h_7$) car l'enthalpie h_7 reste constante. La quatrième illustration représente le débit massique total injecté \dot{m}_{inj} qui est la somme de [$\dot{m}_{inj1} + \dot{m}_{inj2} + \dot{m}_{inj3}$] en fonction de la pression P_4 . Pour une augmentation de la pression P_4 de 329.304 kPa à 1052.43 kPa: on constate une diminution de \dot{m}_{inj} de 1.06 [mg/s] jusqu'à une borne inférieure ou $P_4 = 599.5634$ kPa qui représente le point ou \dot{m}_{inj} est minimal $\dot{m}_{inj-min} = 1.04$ [mg/s] pour ensuite augmenté jusqu'à 1.059 [mg/s].

III.4.9 Influence de la pression P_4 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP

La **Figure III.32** représente la puissance totale consommée \dot{W} et le COP en fonction de la pression P_4 .

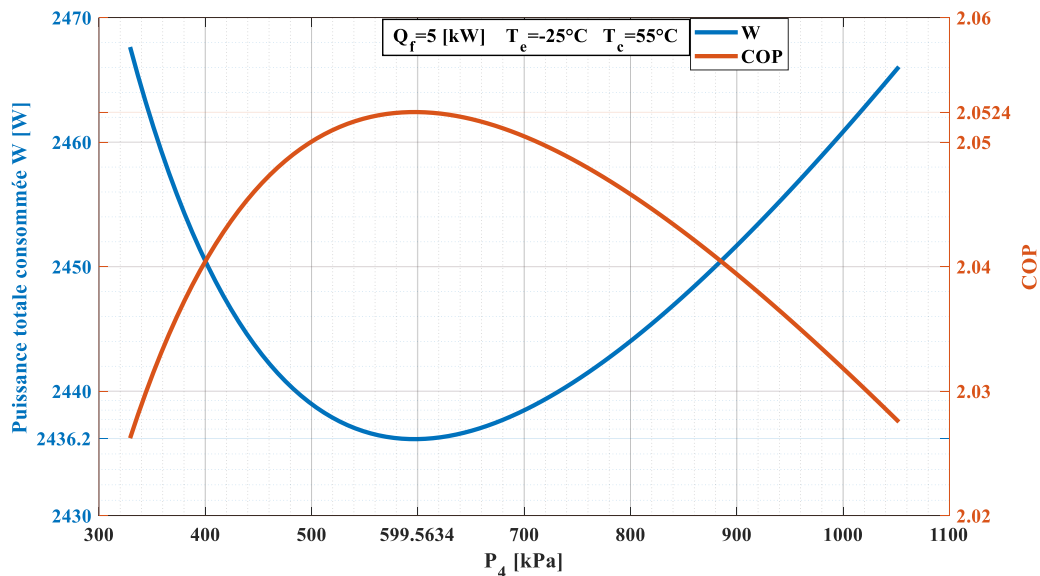


Figure III.32 : Influence de la pression P_4 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP pour $\dot{Q}_f = 5$ kW et pour $T_c = 55$ °C et $T_e = -25$ °C.

Pour une augmentation de la pression P_4 de 329.304 kPa à 1052.43 kPa ,la puissance totale consommée \dot{W} qui est la somme des puissances consommées dans le cycle (\dot{W}_c et \dot{W}_p),diminue de 2467.64 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_4 = 599.5634$ kPa qui représente le point ou la puissance total est minimal $\dot{W}_{min} = 2436.2$ W pour ensuite augmenté

jusqu'à 2466.05 W, ce même point représente le COP_{max} pour une valeur de 2.0524 car le COP augmente de 2.02623 proportionnellement à l'augmentation de pression P_4 pour atteindre ce point qui est le point optimal de l'installation ou on aura un très bon fonctionnement. Après ce point optimal on remarque une diminution du COP de 2.0524 jusqu'à 2.02753 inversement proportionnel à l'augmentation de la pression P_4 de 599.5634 kPa à 1052.43 kPa.

III.4.10 Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans les compressions (3-4),(5-6) et (7-8)

La Figure III.33 montre l'exergie détruite dans les compressions (3-4),(5-6) et (7-8) en fonction de la pression P_4 .

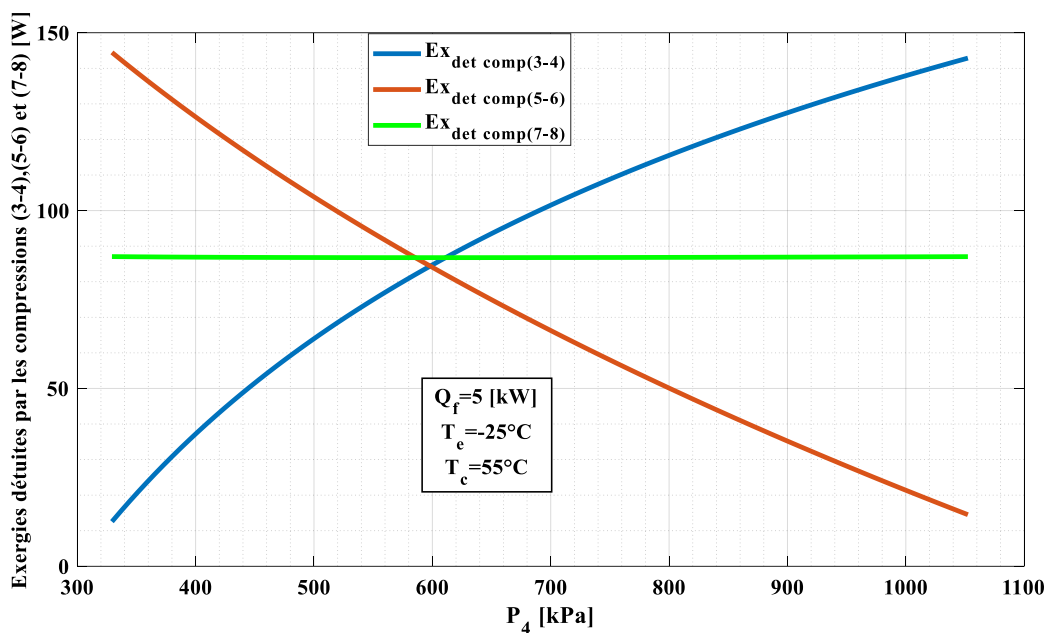


Figure III.33 : Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans les compressions (3-4),(5-6) et (7-8) pour $\dot{Q}_f = 5$ kW et pour $T_c = 55^\circ\text{C}$, $T_e = -25^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

Lors de la compression (3-4) on constate une augmentation de l'exergie détruite de 0.012551 kW jusqu'à 0.14287 kW proportionnellement à l'augmentation de la pression P_4 de 329.304 kPa à 1052.43 kPa. lorsque la pression P_4 s'éloigne de la pression P_2 , la différence d'entropie ($s_4 - s_3$) augmente car l'entropie s_3 est constante donc l'exergie détruite augmente. Pour la compression (5-6) on constate une diminution très importante de l'exergie détruite de 144.47 W jusqu'à 14.507 W proportionnellement à l'augmentation de la pression P_4 de 329.304 kPa à 1052.43 kPa. Lorsque la pression P_4 s'approche de la pression P_6 on aura une diminution de l'exergie détruite due à la diminution de la différence l'entropie ($s_6 - s_5$). Pour la compression (7-8) l'exergie détruite reste quasi-constante 87.066 W proportionnellement à l'augmentation de la pression P_4 de 329.304 kPa à 1052.43 kPa. Lorsque la pression P_4

s'approche de la pression P_6 on aura une valeur constante d'exergie détruite due à la différence d'entropie ($s_8 - s_7$) qui reste constante.

III.4.11 Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (2-3),(4-5) et dans la pompe

La Figure III.34 représente les exergies détruites dans : le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (4-5),(6-7) et dans la pompe en fonction de la pression P_4 .

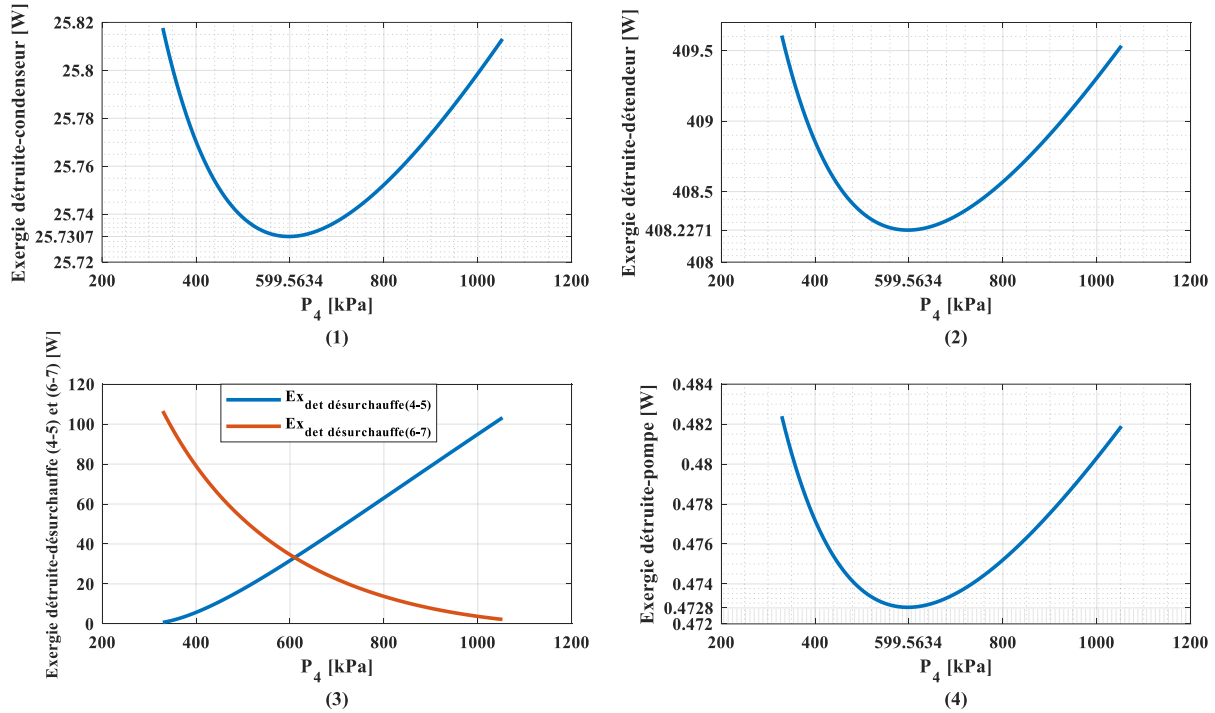


Figure III.34 : Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (4-5),(6-7) et dans la pompe pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_C = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

La première illustration représente l'exergie détruite dans le condenseur en fonction de la pression P_4 . Pour une augmentation de la pression P_4 de 329.304 kPa à 1052.43 kPa, on constate une diminution de l'exergie détruite dans le condenseur de 25.8177 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=599.5634$ kPa qui représente le point où l'exergie détruite est minimale 25.7307 W pour ensuite augmenter jusqu'à 25.8131 W. La deuxième illustration représente l'exergie détruite dans le détendeur en fonction de la pression P_4 . Lorsque la pression P_4 augmente de 329.304 kPa à 1052.43 kPa, on remarque la diminution de l'exergie détruite de 409.607 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_2=599.5634$ kPa qui représente le point où l'exergie détruite est minimale 408.2271 W, après ce point la valeur de l'exergie augmente jusqu'à 409.535 W. La troisième illustration détermine l'exergie détruite des désurchauffes (4-5) et (6-7) en fonction de la pression P_4 . Pour une augmentation de la pression P_4 de 329.304 kPa à 1052.43 kPa, on

remarque une grande augmentation de l'exergie détruite de la désurchauffe (4-5) de 0.7285 W jusqu'à 103.212 W, cette augmentation est expliquée par l'augmentation de la différence d'entropie ($s_4 - s_5$) et l'augmentation du débit massique \dot{m}_{inj2} qui est injecté au début de la désurchauffe. L'exergie détruite de la désurchauffe (6-7) diminue de 106.538 W jusqu'à 2.234 W lorsque la pression P_4 augmente de 329.304 kPa à 1052.43 kPa ,cette diminution est due à la diminution du débit massique \dot{m}_{inj3} et la diminution de la différence d'entropie ($s_6 - s_7$) car l'entropie s_7 reste constante. La quatrième illustration montre l'exergie détruite dans la pompe en fonction de la pression P_4 . L'exergie détruite dans la pompe diminue de 0.4824 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_4=599.5634$ kPa qui représente le point où l'exergie détruite est minimale 0.473 W, après ce point la valeur de l'exergie augmente jusqu'à 0.482 W. Les valeurs obtenues concernant les exergies détruites du condenseur, du détendeur et de la pompe sont proportionnelles à la variation du débit massique total injecté \dot{m}_{inj} .

III.4.12 Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite globale et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "

La **Figure III.35** montre l'exergie détruite globale et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " en fonction de la pression P_4 .

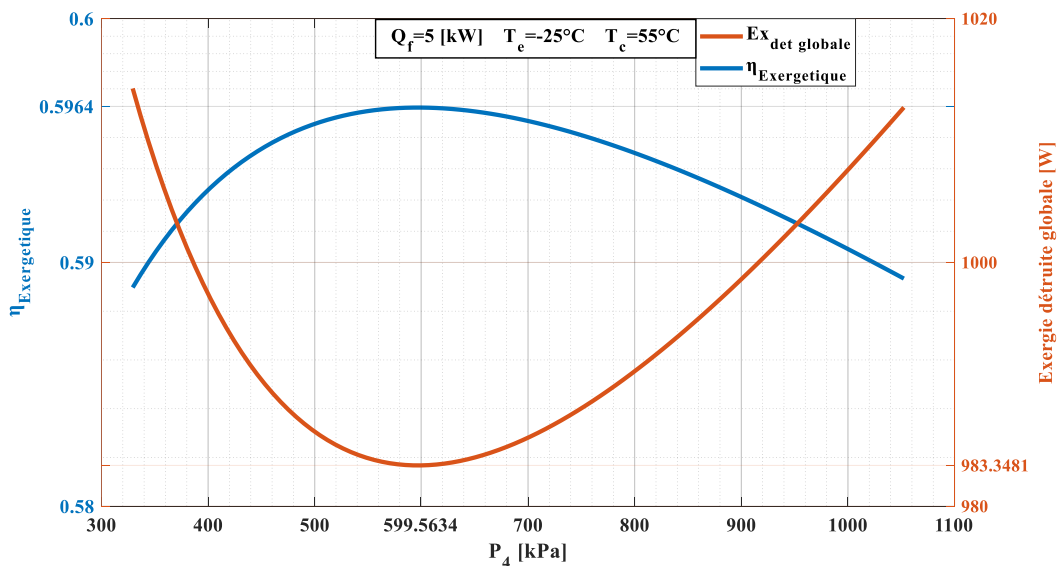


Figure III.35 : Influence de la pression P_4 sur l'exergie détruite globale et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5$ kW et pour $T_c = 55^\circ\text{C}$, $T_e = -25^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

L'exergie détruite globale est la somme des exergies détruites dans le cycle, Pour une augmentation de la pression P_4 de 329.304 kPa à 1052.43 kPa ,on remarque une diminution de 1014.27 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_4=599.5634$ kPa et la valeur minimale de l'exergie

détruite globale est de 0983.3481 W, ensuite la valeur augmente jusqu'à 1012.72 W ;contrairement au rendement exergetique qui augmente de 0.588971 jusqu'à la borne indiquée pour atteindre la valeur maximale $\eta_{Exergetique-max}=0.5964$,et enfin il diminue jusqu'à 0.589337.

III.4.13 Influence de la pression P_4 sur le COP et rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "

La **Figure III.36** montre le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " en fonction de la pression P_4

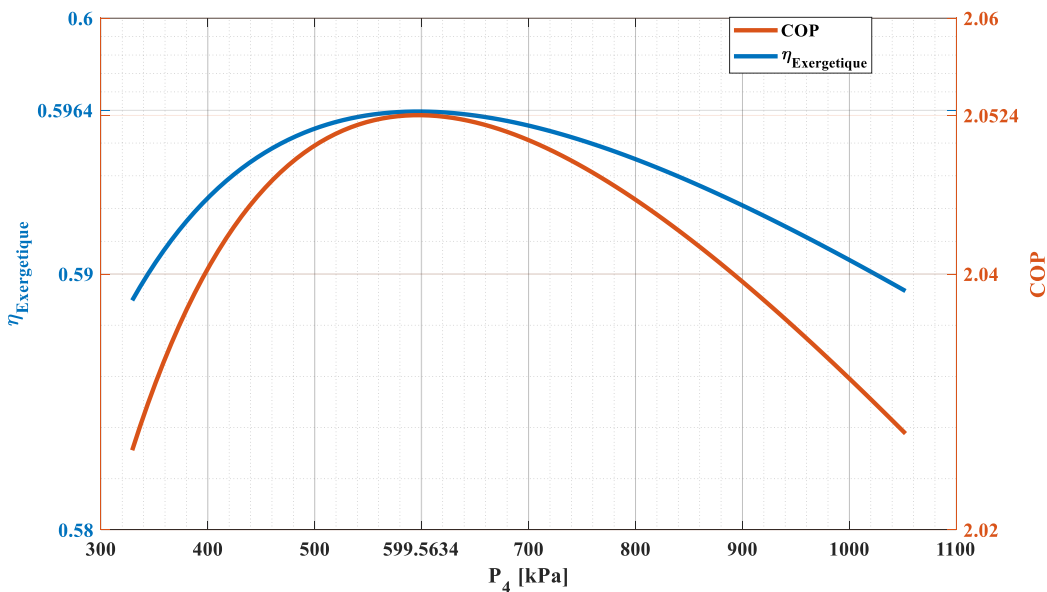


Figure III.36 : Influence de la pression P_4 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Pour une augmentation de la pression P_4 de 329.304 kPa à 1052.43 kPa ,on remarque une augmentation du COP de 2.02623 et du rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " de 0.588971 jusqu'au point optimal de l'installation [$P_4=599.5634 \text{ kPa}$, $COP_{max} =2.0524$ et " $\eta_{Exergetique-Max}$ "=0.5964] , après ce point la valeur du COP et du rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " diminue jusqu'à 2.02753 et 0.589337 inversement proportionnel à l'augmentation de la pression P_4 .

III.4.14 Influence de la pression P_4 sur la durabilité et rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "

La **Figure III.37** montre la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " en fonction de la pression P_4 .

La durabilité évolue de la même manière que le rendement exergetique de 2.433 jusqu'au point maximale $P_4=599.5634$ kPa pour une valeur de 2.477,elle subit ensuite une diminution jusqu'à 2.435 .

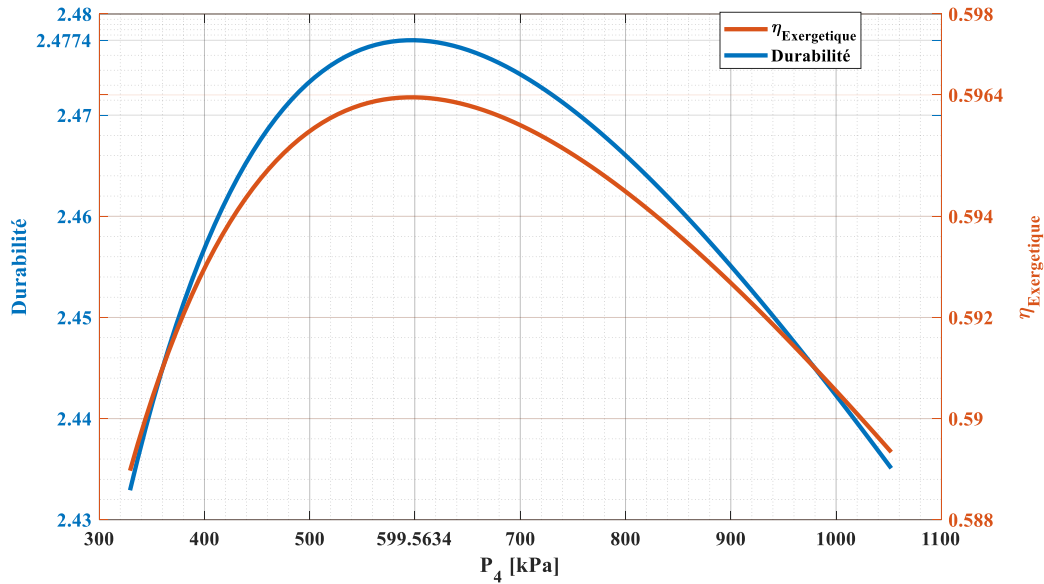


Figure III.37 : Influence de la pression P_4 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5$ kW et pour $T_C = 55$ °C , $T_e = -25$ °C et $T_0 = 25$ °C.

III.4.15 Influence de la pression P_6 sur les puissances consommées et les débits massiques injectés

La **Figure III.38** illustre les puissances consommées $\dot{W}_{c(5-6)}$ et $\dot{W}_{c(7-8)}$, \dot{W}_c et \dot{W}_p , le débit massique injecté \dot{m}_{inj3} et le débit massique total injecté \dot{m}_{inj} en fonction de la pression P_6 pour le fluide frigorigène utilisé.

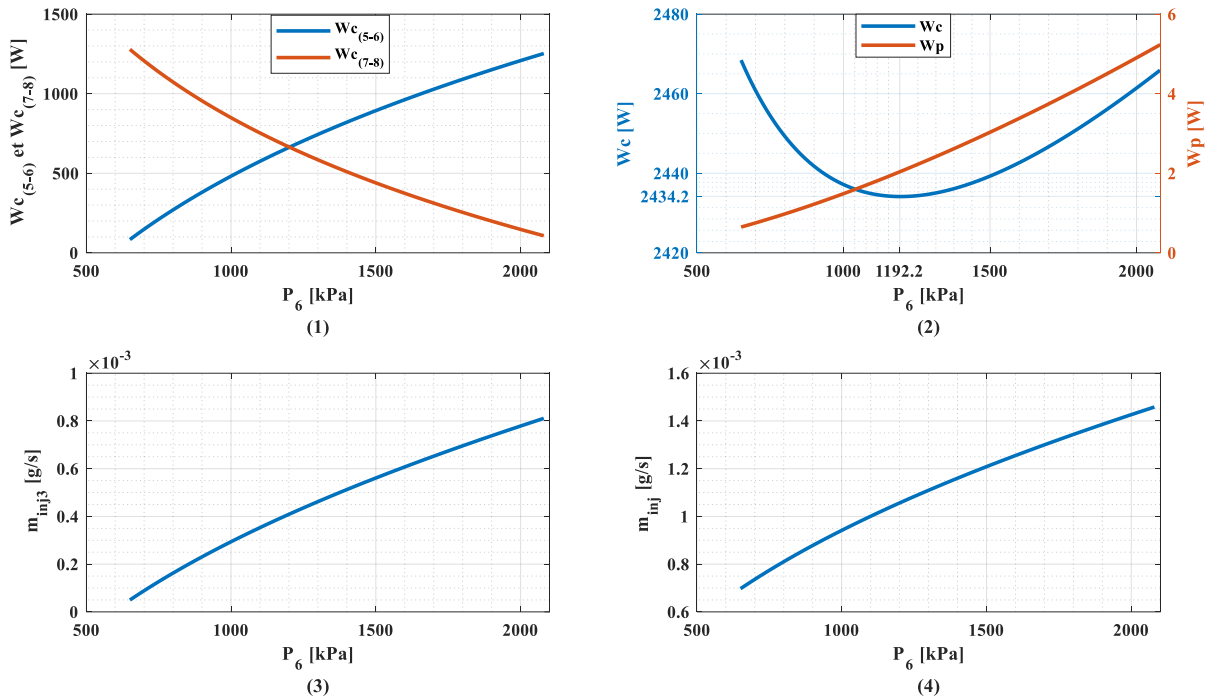


Figure III.38 : Influence de la pression P_6 sur les puissances consommées $\dot{W}_{c(5-6)}$ et $\dot{W}_{c(7-8)}$, \dot{W}_c et \dot{W}_p , le débit massique injecté \dot{m}_{inj3} et le débit massique total injecté \dot{m}_{inj} pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55^\circ\text{C}$ et $T_e = -25^\circ\text{C}$.

La première illustration représente les puissances consommées par les puissances $\dot{W}_{c(5-6)}$ et $\dot{W}_{c(7-8)}$ en fonction de la pression P_6 . Pour une augmentation de la pression P_6 de 650.834 kPa à 2080.02 kPa, on constate une augmentation proportionnelle de $\dot{W}_{c(5-6)}$ de 83.3581 W jusqu'à 1252.54 W lorsque la pression P_6 s'éloigne de la pression P_4 , l'écart d'enthalpie ($h_6 - h_5$) augmente car l'enthalpie h_5 reste constante donc $\dot{W}_{c(5-6)}$ augmente. Lorsque la pression P_6 s'approche de la pression de condensation P_c on constate une diminution importante de $\dot{W}_{c(7-8)}$ de 1278.89 W à 107.162 W proportionnellement à l'augmentation de la pression P_6 de 650.834 kPa à 2080.02 kPa due à la diminution de l'écart d'enthalpie ($h_8 - h_7$). La deuxième illustration représente la puissance totale consommée \dot{W}_c lors des compressions (1-2), (3-4), (5-6) et (7-8) en fonction de la pression P_6 . \dot{W}_c est la somme des puissances consommées $\dot{W}_{c(1-2)}$, $\dot{W}_{c(3-4)}$, $\dot{W}_{c(5-6)}$ et $\dot{W}_{c(7-8)}$. Pour une augmentation de la pression P_2 de 650.834 kPa à 2080.02 kPa, on remarque une diminution de \dot{W}_c de 2522.13 W jusqu'à une borne inférieure où $P_6 = 1192.2$ kPa qui représente le point où la consommation totale est minimale $\dot{W}_{c,min} = 2434.2$ W, la puissance \dot{W}_c augmente jusqu'à 2465.9 W. La puissance consommée par la pompe \dot{W}_p augmente de 0.648 W à 5.232 W proportionnellement à l'augmentation de la pression P_6 de 650.834 kPa à 2080.02 kPa, cette augmentation est due à l'augmentation du débit massique total injecté \dot{m}_{inj} et l'écart d'enthalpie ($h_{12} - h_{11}$) car

l'enthalpie h_{11} est constante. La troisième illustration représente le débit massique injecté \dot{m}_{inj3} en fonction de la pression P_6 . Pour une augmentation de la pression P_6 de 650.834 kPa à 2080.02 kPa: on constate une augmentation proportionnelle de \dot{m}_{inj3} de 0.0497 [mg/s] jusqu'à 0.811 [mg/s] lorsque la pression P_6 s'approche de la pression de condensation P_c ;l'écart d'enthalpie ($h_6 - h_7$) augmente donc \dot{m}_{inj3} augmente. La quatrième illustration représente le débit massique total injecté \dot{m}_{inj} qui est la somme de [$\dot{m}_{inj1} + \dot{m}_{inj2} + \dot{m}_{inj3}$] en fonction de la pression P_6 . Pour une augmentation de la pression P_6 de 650.834 kPa à 2080.02 kPa: on constate une augmentation de \dot{m}_{inj} de 0.697 [mg/s] jusqu'à 1.451 [mg/s].

III.4.16 Influence de la pression P_6 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP

La Figure III.39 représente la puissance totale consommée \dot{W} et le COP en fonction de la pression P_6 .

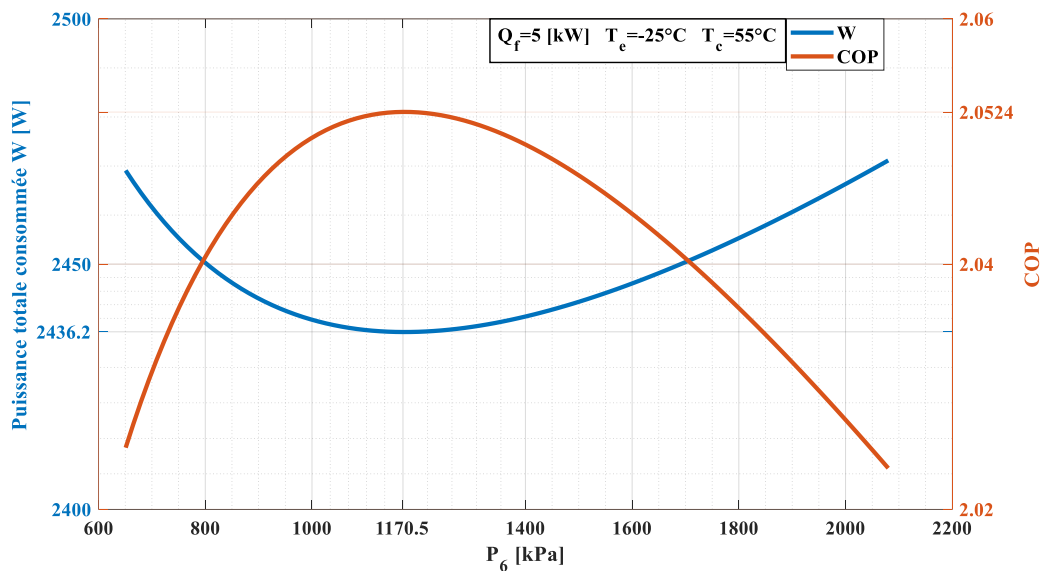


Figure III.39 : Influence de la pression P_6 sur la Puissance totale consommée \dot{W} et le COP pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Pour une augmentation de la pression P_6 de 650.834 kPa à 2080.02 kPa, la puissance totale consommée \dot{W} qui est la somme des puissances consommées dans le cycle (\dot{W}_c et \dot{W}_p), diminue de 2469.1 W jusqu'à une borne inférieure ou $P_6=1170.5$ kPa qui représente le point où la puissance totale est minimale $\dot{W}_{min}=2436.2$ W pour ensuite augmenter jusqu'à 2471.14 W, ce même point représente le COP_{max} pour une valeur de 2.0524 car le COP augmente proportionnellement à l'augmentation de pression P_6 pour atteindre ce point qui est le point optimal de l'installation ou on aura un très bon fonctionnement. Après ce point optimal on

remarque une diminution du COP de 2.0524 jusqu'à 2.023 inversement proportionnel à l'augmentation de la pression P_6 de 1170.5 kPa à 2080.02 kPa .

III.4.17 Influence de la pression P_6 sur l'exergie détruite lors des compressions (1-2),(3-4) et (5-6)

La **Figure III.40** représente l'exergie détruite lors des compression (5-6) et (7-8) en fonction de la pression P_6 .

Lors de la compression (5-6) on constate une augmentation de l'exergie détruite de 12.918 W jusqu'à 146.94 W proportionnellement à l'augmentation de la pression P_6 de 650.834 kPa à 2080.02 kPa. lorsque la pression P_6 s'éloigne de la pression P_4 , la différence d'entropie ($s_6 - s_5$) augmente car l'entropie s_5 est constante donc l'exergie détruite augmente. Pour la compression (7-8) on constate une diminution très importante de l'exergie détruite de 148.3 W jusqu'à 14.4311 W proportionnellement à l'augmentation de la pression P_6 de 650.834 kPa à 2080.02 kPa. Lorsque la pression P_6 s'approche de la pression de condensation P_c on aura une diminution de l'exergie détruite due à la diminution de la différence l'entropie ($s_8 - s_7$).

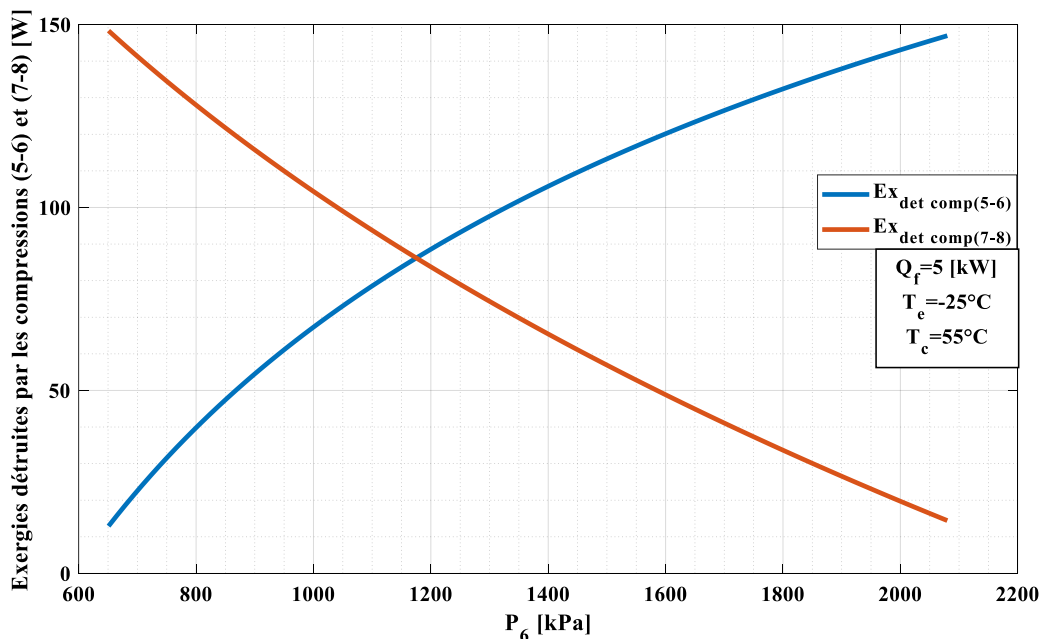


Figure III.40 : Influence de la pression P_2 sur l'exergie détruite lors des compression (5-6) et (7-8) pour $\dot{Q}_f = 5\text{ kW}$ et pour $T_c = 55^\circ\text{C}$, $T_e = -25^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

III.4.18 Influence de la pression P_6 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (2-3),(4-5),(6-7) et dans la pompe

La **Figure III.41** illustre l'exergie détruite certains composants de l'installation en fonction de la pression P_6 .

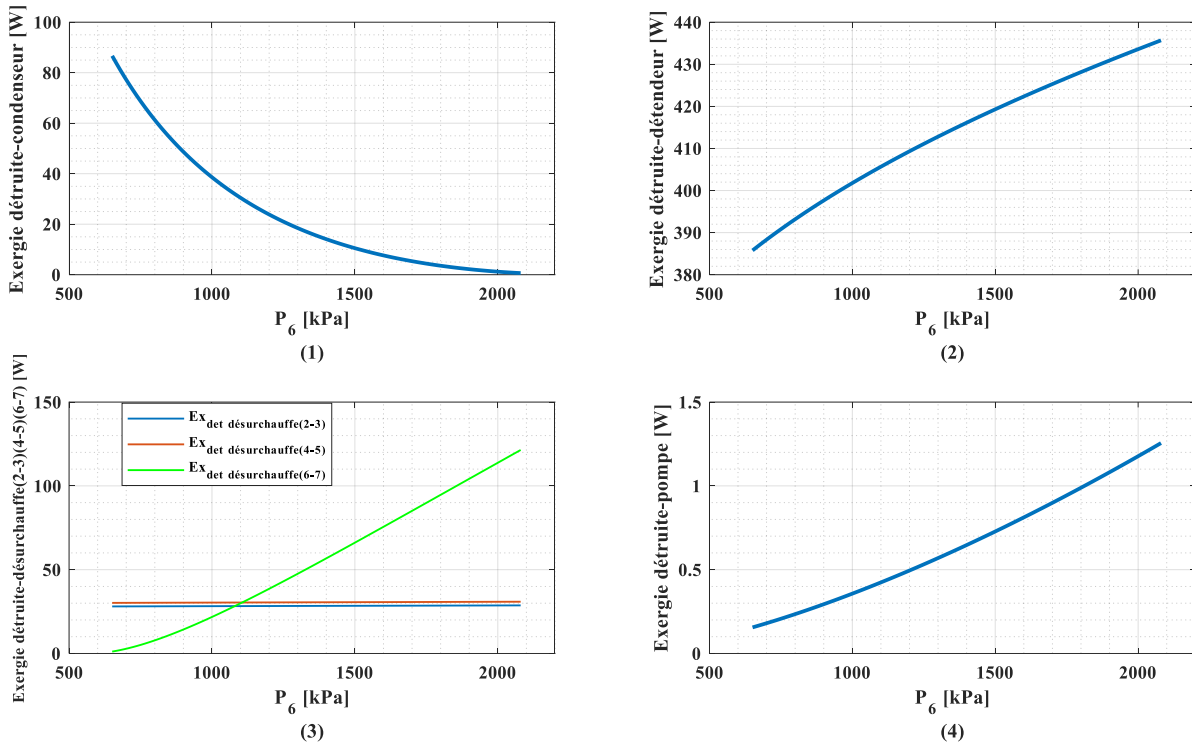


Figure III.41 : Influence de la pression P_6 sur l'exergie détruite dans le condenseur, le détendeur, les désurchauffes (2-3),(4-5),(6-7) et dans la pompe pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

La première illustration représente l'exergie détruite dans le condenseur en fonction de la pression P_6 . Pour une augmentation de la pression P_6 de 650.834 kPa à 2080.02 kPa, on constate une diminution importante de l'exergie détruite dans le condenseur de 86.684 W jusqu'à 0.6396 W, la différence d'entropie ($s_8 - s_9$) diminue donc l'exergie détruite dans le condenseur diminue. Par contre, la deuxième illustration représente l'exergie détruite dans le détendeur en fonction de la pression P_6 . Pour une augmentation de la pression P_6 de 650.834 kPa à 2080.02 kPa, on remarque une augmentation de l'exergie détruite dans le détendeur de 385.77 W jusqu'à 435.692 W, car le débit injecté \dot{m}_{inj} augmente et la différence d'entropie ($s_{10} - s_9$) reste constante le long de l'augmentation de P_6 . Tandis que la troisième illustration détermine l'exergie détruite des désurchauffes (2-3),(4-5) et (6-7) en fonction de la pression P_6 . Pour une augmentation de la pression P_6 de 650.834 kPa à 2080.02 kPa, l'exergie détruite dans la désurchauffe (2-3) reste quasi constante 28.0693 W car la différence d'entropie ($s_2 - s_3$) et le débit massique injecté \dot{m}_{inj1} restent constants ; c'est le cas de l'exergie détruite de la désurchauffe (4-5) qui reste quasi constante de 30.1884 W, le débit massique \dot{m}_{inj2} et la différence d'entropie ($s_4 - s_5$) restent constants donc l'exergie détruite reste constante. L'exergie détruite dans la désurchauffe (6-7) augmente de 1.128 W jusqu'à 121.432 W le long

de l'augmentation de la pression P_6 de 650.834 kPa à 2080.02 kPa car le débit massique \dot{m}_{inj3} et la différence d'entropie ($s_6 - s_7$) augmentent. Enfin, la quatrième illustration représente l'exergie détruite dans la pompe en fonction de la pression P_6 . Pour une augmentation de la pression P_6 de 650.834 kPa à 2080.02 kPa, l'augmentation relative de l'exergie détruite est de 87.6%, cette augmentation est due à l'augmentation du débit massique \dot{m}_{inj} et de la différence d'entropie ($s_{10} - s_9$) car l'entropie s_9 reste constante.

III.4.19 Influence de la pression P_6 sur l'exergie détruite globale

la **Figure III.42** représente l'exergie détruite globale en fonction de la pression P_6 .

L'exergie détruite globale est la somme des exergies détruites, Pour une augmentation de la pression P_6 de 650.834 kPa à 2080.02 kPa ,on remarque une diminution de 975.107 W jusqu'à une borne inferieur ou $P_6=809.6322$ kPa ou la valeur minimale de l'exergie détruite globale est de 970.5729 W, pour ensuite augmenter jusqu'à 1061.85 W.

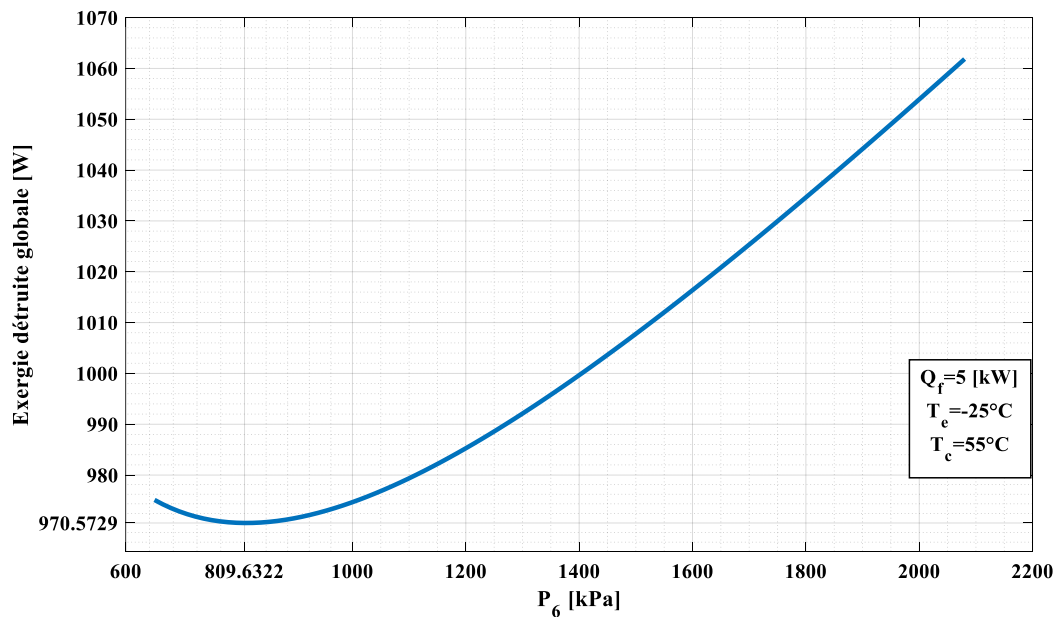


Figure III.42 : Influence de la pression P_6 sur l'exergie détruite globale pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_C = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

III.4.20 Influence de la pression P_6 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "

La **Figure III.43** représente le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " en fonction de la pression P_6 .

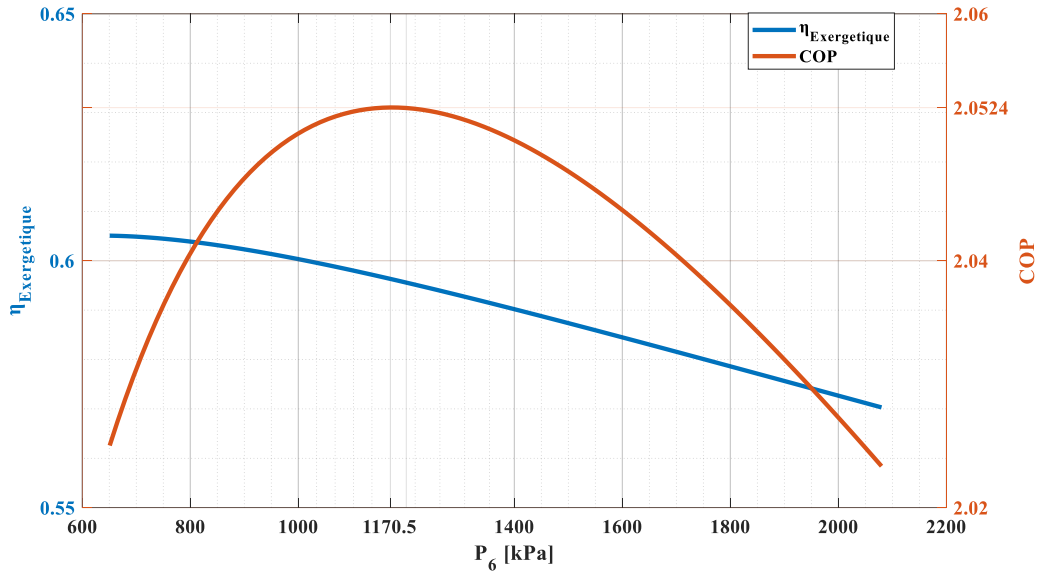


Figure III.43 : Influence de la pression P_6 sur le COP et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$ et pour $T_c = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

lorsque la pression P_6 augmente de 650.834 kPa à 2080.02 kPa ;le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " diminue de 0.6051 jusqu'à 0.5703 . Le COP augmente de 2.025 jusqu'à une borne supérieure ou $P_6=1170.5$ kPa qui représente le point optimale $COP_{max} = 2.0524$ ou on aura un bon fonctionnement, il subit ensuite une diminution jusqu'à 2.023.

III.4.21 Influence de la pression P_6 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ "

La **Figure III.44** représente la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " en fonction de la pression P_6 .

lorsque la pression P_6 augmente de 650.834 kPa à 2080.02 kPa ;la durabilité diminue de 2.532 jusqu'à 2.33,de même le rendement exergetique de de 0.6051 jusqu'à 0.5703 .

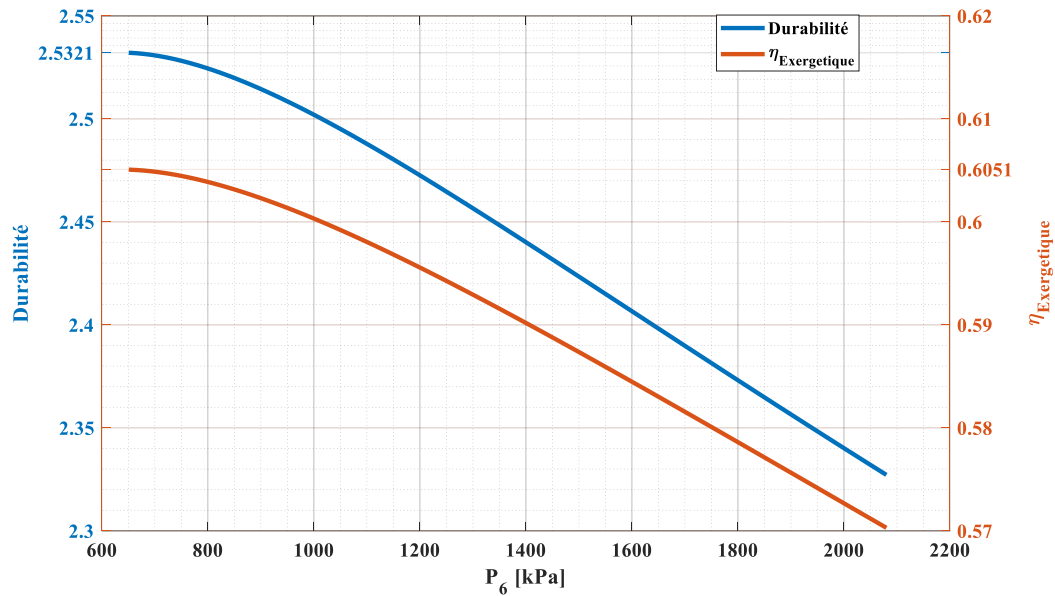


Figure III.44 : Influence de la pression P_6 sur la durabilité et le rendement exergetique " $\eta_{Exergetique}$ " pour $\dot{Q}_f = 5 kW$ et pour $T_c = 55\text{ }^\circ C$, $T_e = -25\text{ }^\circ C$ et $T_0 = 25\text{ }^\circ C$.

III.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les résultats de l'étude paramétrique de chaque cas. Les résultats démontrent que les systèmes sont fortement influencés par les paramètres de fonctionnement.

En termes d'efficacité, le coefficient de performance (COP) et le rendement exergetique sont impactés par les pressions d'injection.

Le COP augmente proportionnellement avec l'augmentation des pressions d'injection : P_2 pour le cycle à un seul injecteur, P_2 et P_4 pour le cycle à deux injecteurs, et P_2, P_4 et P_6 pour le cycle à trois injecteurs, jusqu'à atteindre un point optimal. À ce point, les machines fonctionnent de manière optimale.

Au-delà de ce point optimal, une augmentation supplémentaire des pressions d'injection entraîne une diminution des performances.

Chapitre IV : Optimisation des paramètres de fonctionnement du système

IV.1 Introduction

Afin de valider les performances du système on fait une étude comparative avec un système traditionnel largement utilisé pour sa simplicité et son efficacité qui est le système à simple compression de vapeur, ce dernier suit un cycle de compression, condensation, détente et évaporation.

En revanche, le système étudié intègre une pompe supplémentaire pour augmenter la pression du réfrigérant avant son introduction dans le compresseur principal. Cette injection préliminaire permet d'améliorer l'efficacité globale du système.

Dans cette étude comparative, nous examinerons en détail les principes de fonctionnement de chaque système, leurs caractéristiques individuelles, ainsi que les facteurs clés à prendre en compte lors de leur comparaison.

Pour cette analyse on utilise des paramètres similaires :

- Variation de la température d'évaporation $T_E = [-35, -30, -25, -20, -15, -10, -5]$
- Variation de la température de condensation $T_C = [25, 30, 35, 40, 45, 50, 55]$
- Le fluide frigorigène utilisé est l'ammoniaque NH_3 .
- Une puissance frigorifique $\dot{Q}_f = 5 \text{ kW}$.
- La température de référence pour l'étude exergetique est ($T_0 = 25^\circ C$).

IV.2 Méthode d'optimisation JSOA

Jumping Spider Optimization Algorithm (JSOA) s'inspire des techniques de chasse des araignées sauteuses pour développer une méthode de résolution de problèmes mathématiques. En imitant les stratégies de recherche, de poursuite et de saut des araignées, cet algorithme vise à équilibrer l'exploration et l'exploitation dans la recherche de solutions. Testé sur divers problèmes mathématiques et comparé à d'autres méthodes bio-inspirées, le JSOA a montré des performances supérieures, démontrant sa capacité à résoudre efficacement des problèmes complexes du monde réel. [22] L'organigramme d'application de cette méthode au système est illustré dans la **Figure IV.1** tandis que l'algorithme est présenté par les équations suivantes [20]:

$$\vec{P}_i(x+1) = 1/2 (\vec{P}_i(x) - \vec{P}_r(x)) \quad (\text{IV.1})$$

$$\vec{P}_i(x+1) = \vec{P}_i(x) \tan\left(\frac{\phi\pi}{180}\right) - \left(\frac{x\vec{P}_i^2(x)}{2V_0^2 \cos^2\left(\frac{\phi\pi}{180}\right)}\right) \quad (\text{IV.2})$$

$$\vec{P}_i(x+1) = \vec{P}_{best}(x) + walk\left(\frac{1}{2} - \varepsilon\right) \quad (\text{IV.3})$$

$$\vec{P}_i(x+1) = \vec{P}_{best}(x) + \alpha (\vec{P}_{best}(x) - \vec{P}_{worst}(x)) \quad (\text{IV.4})$$

$$Fitness(i) = COP_{CARNOT} - COP(P_i) \quad (\text{IV.5})$$

$$pheromone(i) = \frac{Fitness_{max} - Fitness(i)}{Fitness_{max} - Fitness_{min}} \quad (\text{IV.6})$$

$$\vec{P}_i(x) = \vec{P}_{best}(x) + \frac{1}{2} (\overrightarrow{P_{r1}}(x) - (-1)^\sigma \overrightarrow{P_{r2}}(x)) \quad (\text{IV.7})$$

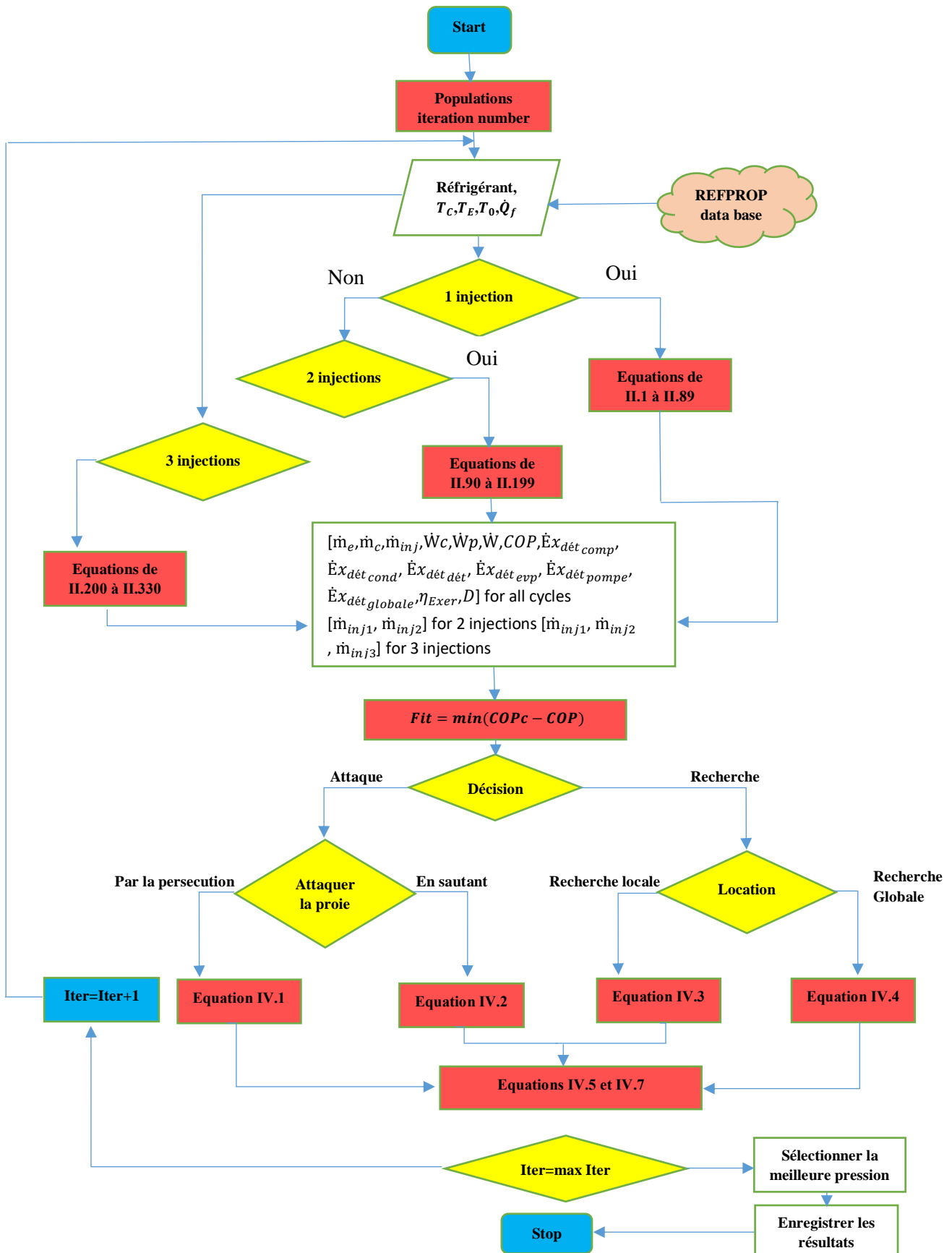


Figure IV.1 : Organigramme d'application de la méthode JSOA au système étudié [20]

IV.3 Système frigorifique simple compression de vapeur (théorique)

Les composants de base de ce système sont le compresseur, le condenseur, l'évaporateur et le détendeur.

Un cycle frigorifique simple commence par la compression d'un réfrigérant gazeux dans un compresseur, augmentant ainsi sa pression et sa température. Ensuite, le réfrigérant passe à travers un condenseur où il libère de la chaleur à l'air ambiant, se condensant en liquide à haute pression. Ce liquide à haute pression est ensuite détendu à travers un détendeur, abaissant sa pression et le transformant partiellement en gaz à basse pression et basse température. Ce gaz est alors envoyé dans un évaporateur où il absorbe la chaleur de l'environnement à refroidir, s'évaporant complètement en un gaz à basse température. Enfin, le gaz réfrigérant à basse pression est aspiré par le compresseur pour recommencer le cycle. Ce processus extrait la chaleur de l'espace à refroidir, permettant ainsi le refroidissement de l'intérieur du système de réfrigération tout en évacuant la chaleur à l'extérieur.

IV.3.1 Impact de la température T_E et T_C sur le débit massique total \dot{m}_e

la **Figure IV.2** représente le débit massique évaporé \dot{m}_e avec une variation des température d'évaporation T_E et de condensation T_C .

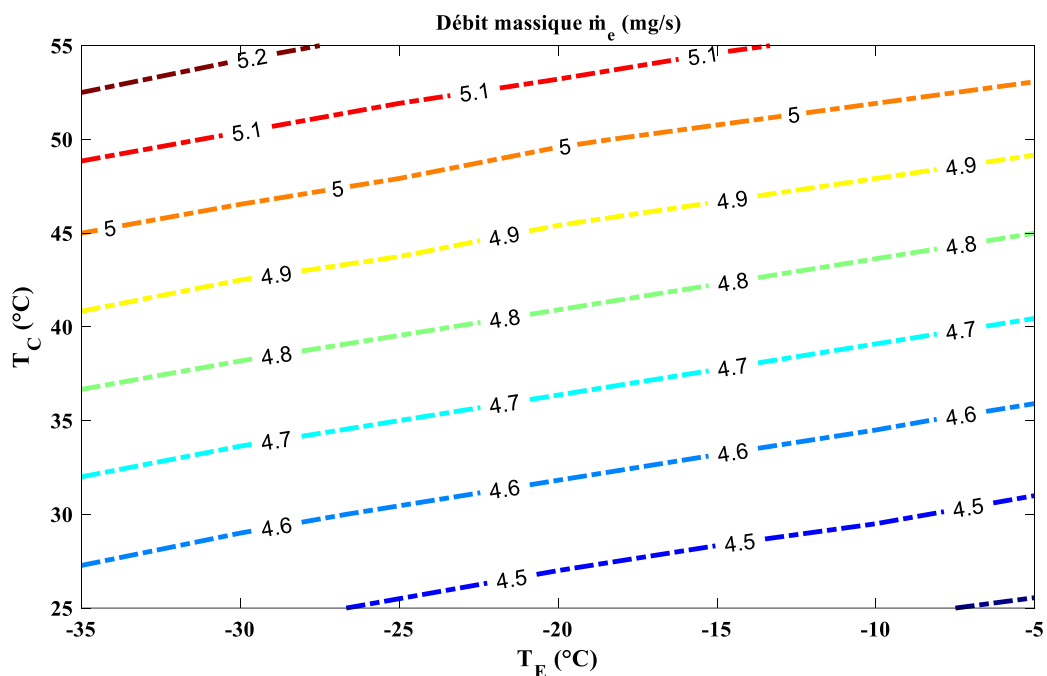


Figure IV.2 : Contour du débit massique total \dot{m}_e en [mg/s] du cycle théorique avec la variation de T_E et T_C

Pour $[T_{C-min} = 25, T_{E-max} = -5]^{\circ}C$ on aura une valeur minimale de 4.39 [mg/s]. On obtient la valeur maximale du débit total \dot{m}_e qui est de 5.27 [mg/s] pour $[T_{C-max} = 55, T_{E-min} = -35]^{\circ}C$, soit une augmentation relative de 16.7 %. Lorsque la température de condensation augmente, la densité du fluide frigorigène à l'entrée du condenseur diminue, ce qui peut augmenter le débit massique total et quand la température d'évaporation augmente, la densité du fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur augmente, ce qui peut réduire le débit massique total pour une même capacité frigorifique.

IV.3.2 Impact de la température T_E et T_C sur la puissance totale consommée \dot{W}_c

La Figure IV.3 montre les résultats de la puissance \dot{W}_c obtenus lors de la variation des température d'évaporation T_E et de condensation T_C .

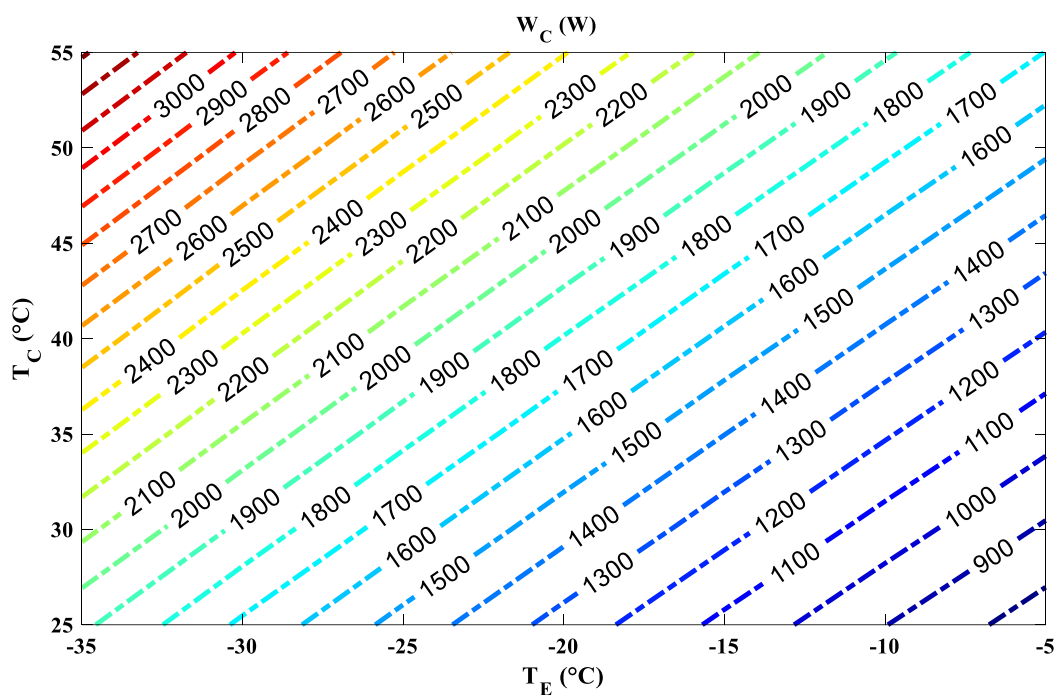


Figure IV.3 : Contour de la puissance totale consommée \dot{W}_c en [W] par le cycle théorique avec la variation de T_E et T_C

Les valeurs de la puissance \dot{W}_c varient entre 744.05 W et 3314.02 W, les valeurs maximales sont obtenues lorsque T_C augmente et T_E diminue, Une augmentation de la température de condensation augmente la pression de condensation, augmentant le travail de compression et donc la puissance consommée.

L'augmentation relative de cette puissance est de 77.55%.

IV.3.3 Impact de la température T_E et T_C sur la température de sortie du compresseur T_2

La Figure IV.4 illustre la température de sortie du compresseur T_2 avec la variation des températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

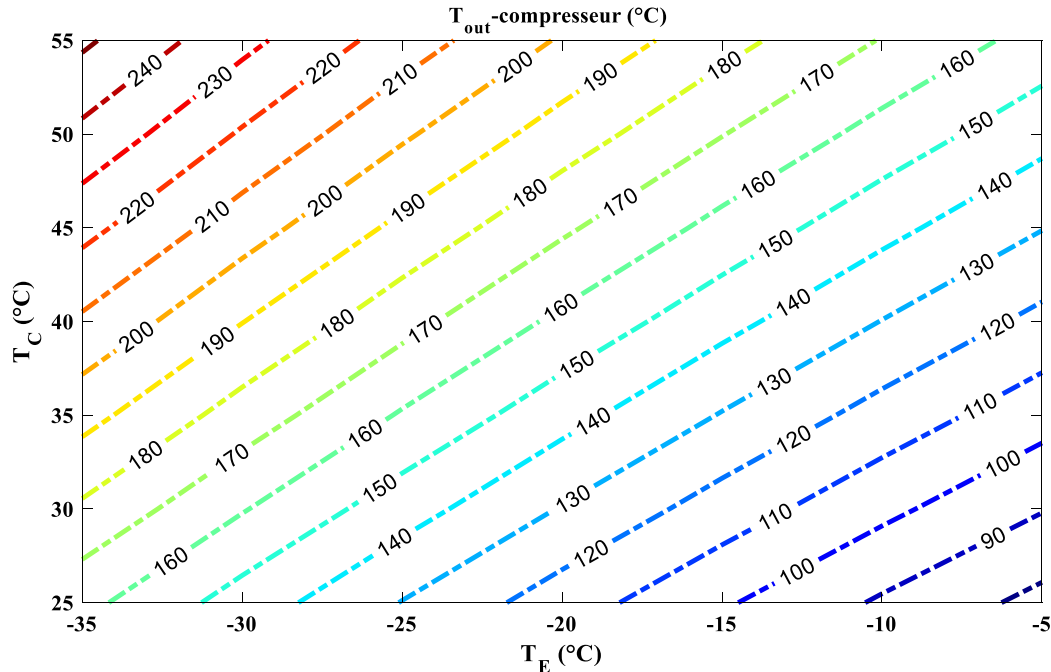


Figure IV.4 : Contour de la température T_2 en $^{\circ}\text{C}$ du cycle théorique avec la variation de T_E et T_C

La température T_2 diminue de 251.8427°C pour $[T_{C-max} = 55, T_{E-min} = -35]^{\circ}\text{C}$ à 77.0681°C pour $[T_{C-min} = 25, T_{E-max} = -5]^{\circ}\text{C}$. Une basse température d'évaporation et une haute température de condensation implique une basse température et pression d'entrée au compresseur, une augmentation de la pression de refoulement nécessitant plus de travail de compression, ce qui augmente la température de sortie T_2 . Mais pour le cas contraire pour une haute température d'évaporation et une basse température de condensation on a une température et pression d'entrée plus élevées, diminution de la pression de refoulement réduisant le travail de compression, ce qui diminue la température de sortie T_2 .

IV.3.4 Impact de la température T_E et T_C sur le COP

La Figure IV.5 montre le COP de l'installation avec une variation des températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

Pour une valeur maximale du $COP_{max}=6.72$ on a $[T_{C-min}, T_{E-max}] = [25, -5]^{\circ}\text{C}$ et pour la valeur minimale $COP_{min}=1.5087$ on a $[T_{C-max}, T_{E-min}] = [55, -35]^{\circ}\text{C}$, car une

température de condensation plus basse entraîne un COP plus élevé, cela signifie que le condenseur rejette la chaleur à une température plus basse, améliorant ainsi l'efficacité du cycle.

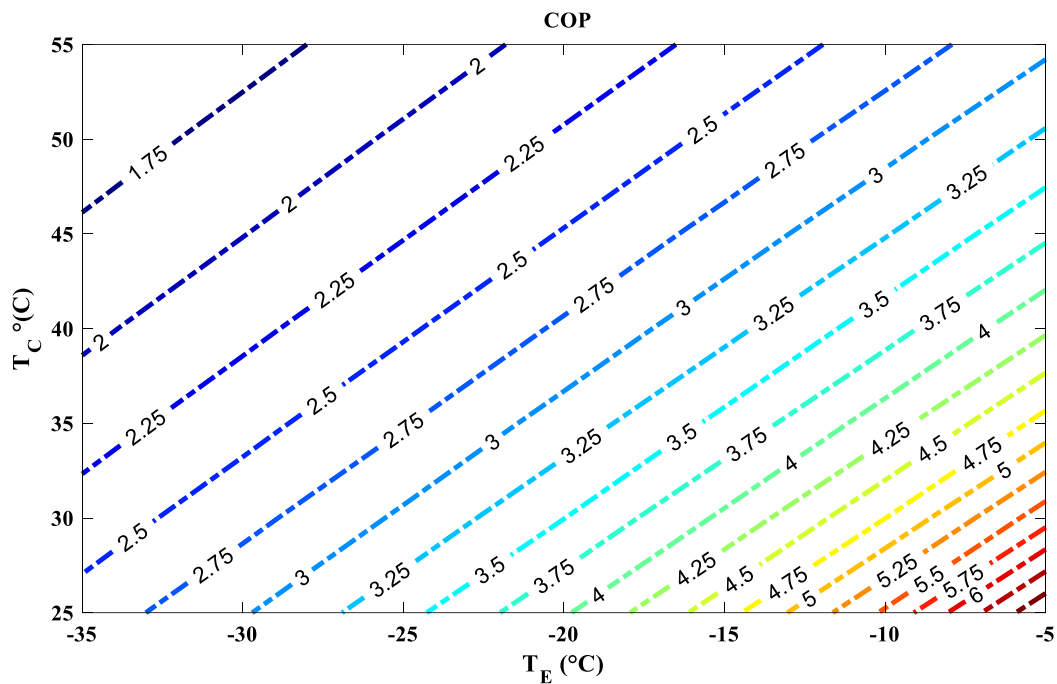


Figure IV.5 : Contour du COP du cycle théorique avec la variation de T_E et T_C

IV.3.5 Impact de la température T_E et T_C sur les exergies détruites dans chaque composant du cycle

La Figure IV.6 représente les exergies détruites des différents composants du cycle tout en variant les températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

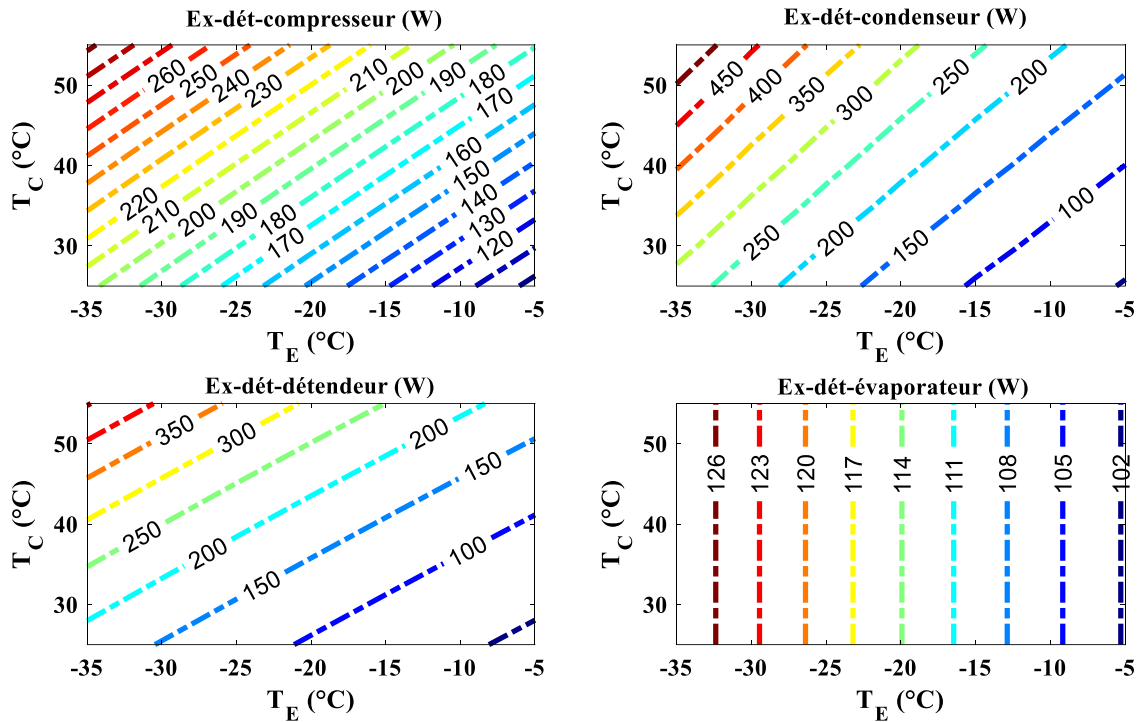


Figure IV.6 : Contour des exergies détruites du cycle théorique avec la variation de T_E et T_C

Pour une augmentation de T_e et T_c constante, l'exergie détruite dans le compresseur diminue et varie entre 292.3378 W et 96.3965 W, cette diminution est expliquée par la baisse de la température de condensation, cela signifie que le compresseur doit fournir moins de travail pour comprimer le fluide à une pression de sortie donnée. L'exergie détruite dans le condenseur est proportionnelle à la différence d'enthalpie ($h_{entrée} - h_{sortie}$). Par conséquent, une augmentation de cette différence conduit à une augmentation de l'exergie détruite, c'est le cas comme le montre la figure quand T_E augmente et T_C diminue on aura une diminution de 58.03 W à 5.441 W due à la diminution de l'écart d'enthalpie ($h_2 - h_3$). Lorsque T_E augmente et T_C diminue on aura un écart faible $P_c - P_e$ ce qui provoque une baisse de l'exergie détruite dans le détendeur de 452.952 W à 40.8115 W, Cette diminution est due à la détente irréversible qui se produit. La destruction d'exergie est principalement concentrée dans le condenseur pour un cycle simple sans injection [21].

IV.3.6 Impact de la température T_E et T_C sur l'exergie détruite globale

la **Figure IV.7** illustre l'exergie détruite globale en variant les températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

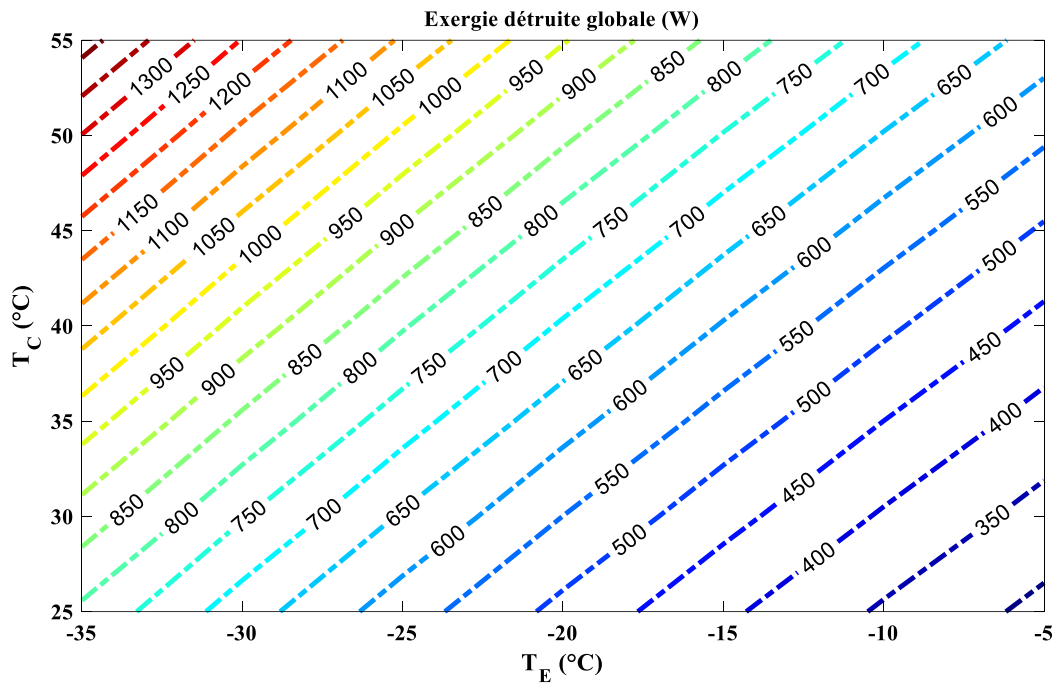


Figure IV.7 : Contour de l'exergie détruite globale du cycle théorique avec la variation de T_E et T_c

Une augmentation de la température de condensation T_c et une diminution de la température d'évaporation T_E ont tendance à augmenter l'exergie détruite globale pour un cycle frigorifique simple, car pour $T_c=55^\circ\text{C}$ et $T_E=-35^\circ\text{C}$ on a la valeur maximale de l'exergie détruite globale qui est de 1423.04 W et pour $T_c=25^\circ\text{C}$ et $T_E=-5^\circ\text{C}$ l'exergie détruite atteint le minimum 288.4255 W, cela en raison de l'impact sur les irréversibilités thermodynamiques associées aux différents composants du cycle.

Une augmentation relative de 79.73% est alors constatée.

IV.3.7 Impact de la température T_E et T_c sur le rendement exergetique

La **Figure IV.8** montre les résultats obtenus pour le rendement exergetique $\eta_{Exergetique}$ avec la variation des températures d'évaporation T_E et de condensation T_c .

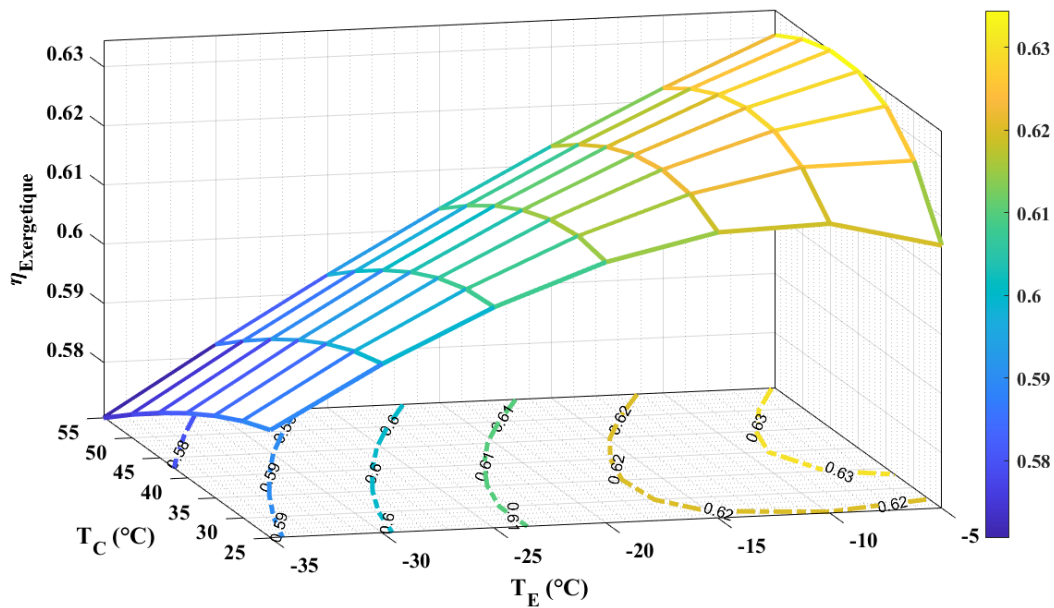


Figure IV.8 : Rendement exergetique du cycle théorique avec la variation de T_E et T_C

La variation du rendement exergetique pour un cycle frigorifique est influencée par plusieurs facteurs notamment : Une augmentation de la température de condensation peut réduire le rendement exergetique en raison de l'augmentation de la quantité d'exergie fournie au système nécessaire pour maintenir cette température plus élevée. Une diminution de la température d'évaporation peut également réduire le rendement exergetique, car cela peut entraîner une diminution de la quantité de chaleur extraite du système, tout en maintenant la même quantité d'exergie fournie au système. Pour tout cela le rendement exergetique $\eta_{Exergetique}$ varie de 0.5706 à 0.6344 .

IV.3.8 Impact de la température T_E et T_C sur la Durabilité

La **Figure IV.9** montre les résultats obtenus pour la durabilité avec une variation des températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

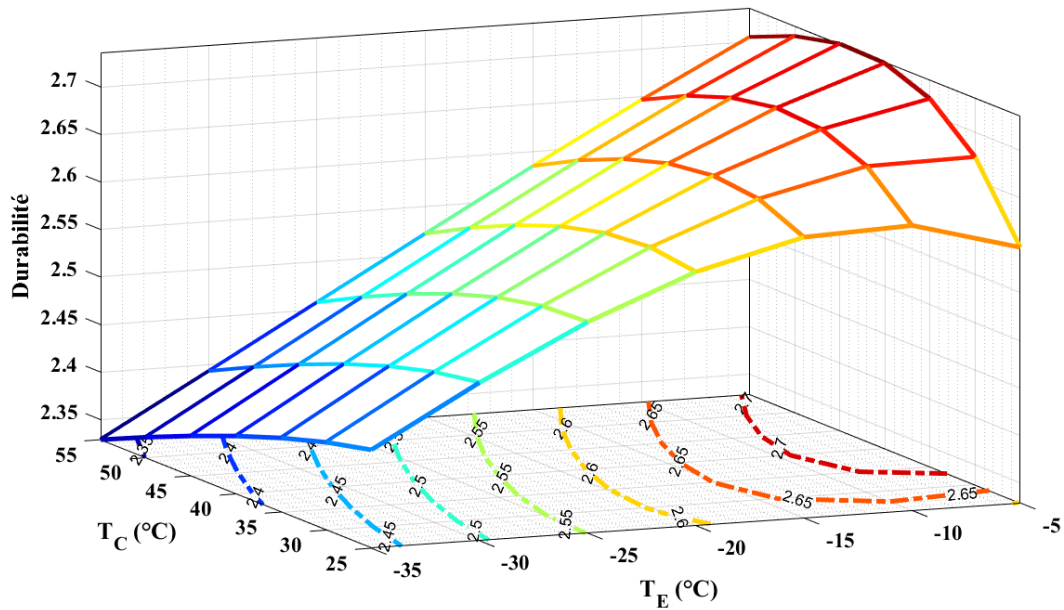


Figure IV.9 : Durabilité du cycle théorique avec la variation de T_E et T_C

Pour assurer une durabilité optimale, un système de réfrigération devrait viser à maximiser son rendement exergetique afin de réduire les pertes d'énergie et d'étendre sa durée de vie. Alors, la variation des résultats est identique à celle du rendement exergetique de 2.329 à 2.735.

IV.4 Cycle à un seul injecteur

IV.4.1 Impact de la température T_E et T_C sur les Débits massiques

La **Figure IV.10** illustre les débits massiques \dot{m}_e et \dot{m}_{inj} qui circule dans le cycle ainsi que le débit total condensé \dot{m}_c qui est la somme des deux et cela en variant les températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

Pour une basse température d'évaporation $T_E = -35^\circ\text{C}$ et une haute température de condensation $T_C = 55^\circ\text{C}$ les débits massiques \dot{m}_e et \dot{m}_{inj} sont maximisés $\dot{m}_{e-max} = 5.27$ mg/s et $\dot{m}_{inj-max} = 0.79$ [mg/s], les deux débits diminues pour atteindre la valeur minimale $\dot{m}_{e-min} = 4.39$ [mg/s] et $\dot{m}_{inj-min} = 0.22$ [mg/s], quand $T_E = -5^\circ\text{C}$ et $T_C = 25^\circ\text{C}$. Le débit massique total \dot{m}_c et la somme des deux débits \dot{m}_e et \dot{m}_{inj} il est donc proportionnel à la variation des deux [$\dot{m}_{c-max} = 6.06$ [mg/s] et $\dot{m}_{c-min} = 4.61$ [mg/s], L'injection du liquide haute pression augmente légèrement le débit massique circulant [20], contrairement au système simple qui dépend uniquement de la capacité du compresseur à déplacer le fluide frigorigène à travers le cycle, dispose aussi de moins d'éléments pour gérer le fluide frigorigène, ce qui limite le débit total.

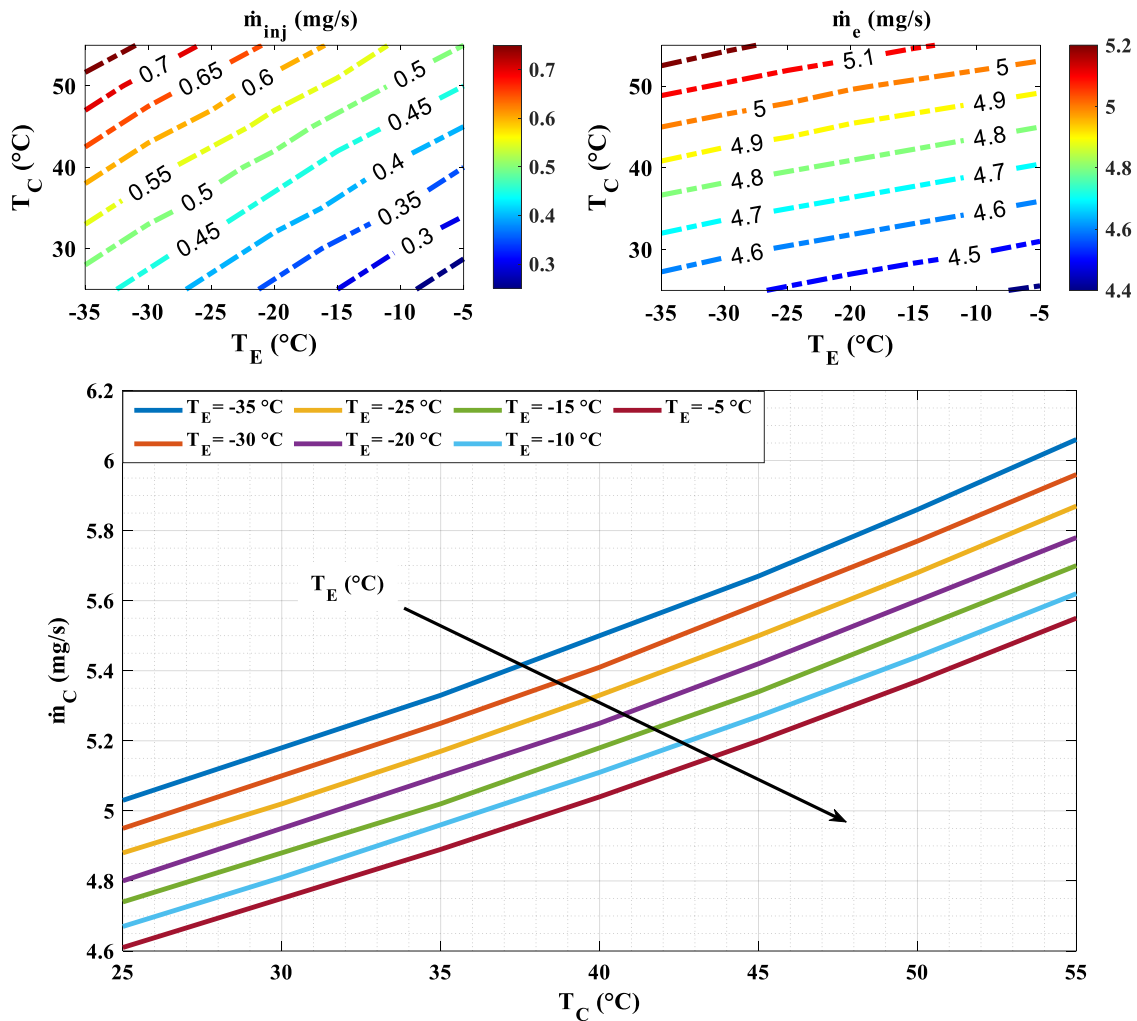


Figure IV.10 : Résultats des débits massiques du cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_C

IV.4.2 Impact de la température T_E et T_C sur les Puissances consommées

la **Figure IV.11** montre les résultats des puissances consommées \dot{W}_c , \dot{W}_p et \dot{W} avec la variation de la température d'évaporation T_E et la température de condensation T_C .

La puissance \dot{W}_c consommée par le compresseur représente la grande partie de la puissance totale consommée par le cycle. \dot{W}_c varie en fonction de T_E et T_C , c'est le cas de la puissance totale \dot{W} qui augmente de 727.6 W jusqu'à 3076.7 W, donc une augmentation relative de 76.35% proportionnelle à l'augmentation de T_E et T_C . La compression de vapeur avec injection de liquide présente une faible puissance consommée par le compresseur par rapport à un système simple de compression de vapeur [19].

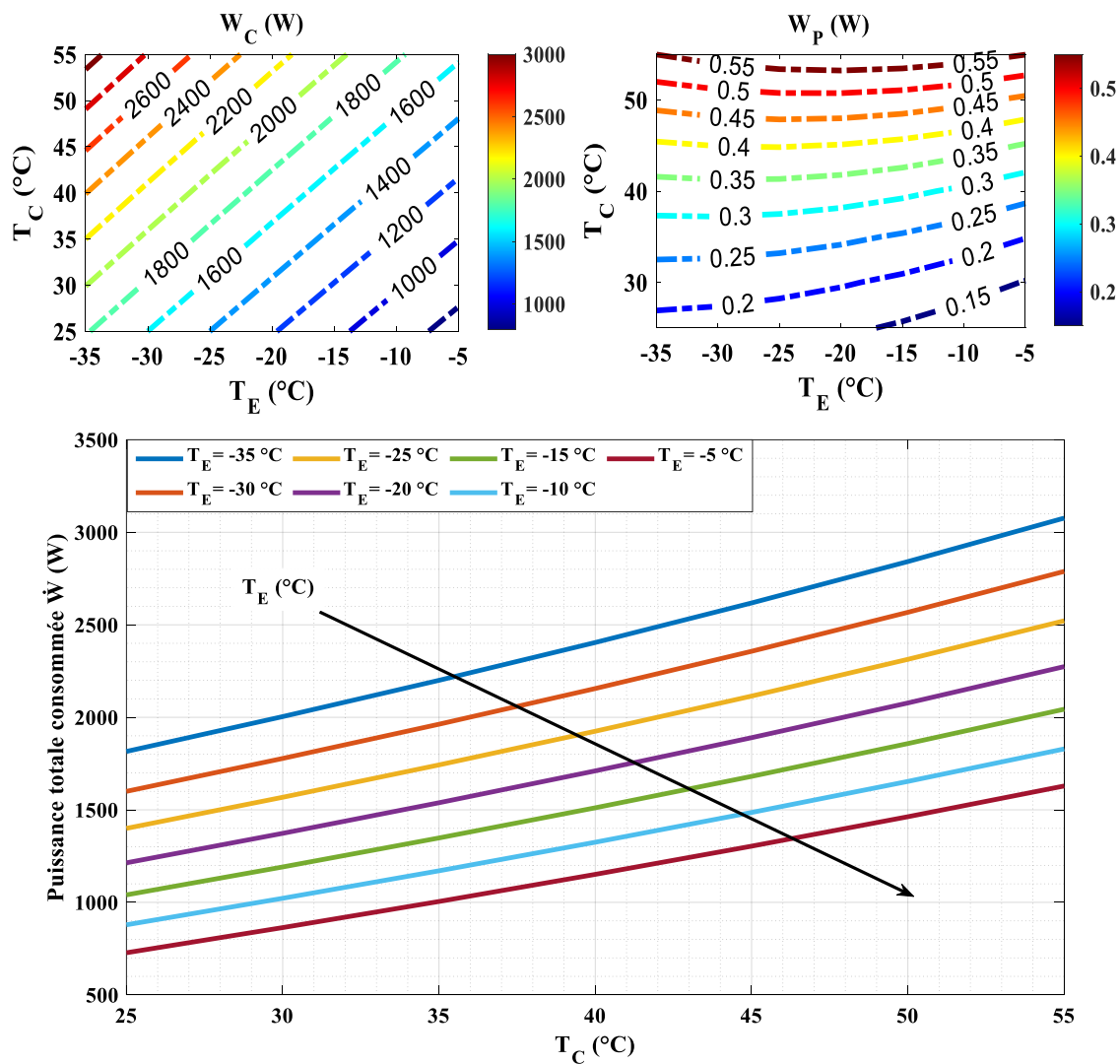


Figure IV.11 : Résultats des puissances consommées \dot{W}_c, \dot{W}_p et \dot{W} du cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_c

IV.4.3 Impact de la température T_E et T_c sur la température de sortie du compresseur (T_4)

La Figure IV.12 représente la température de sortie du compresseur à savoir la température d'entrée du condenseur en variant les températures d'évaporation T_E et de condensation T_c .

La température de sortie du compresseur diminue de 137.775 °C jusqu'à 49.01 °C avec une augmentation de T_E et une augmentation de T_c , on constate alors que les valeurs obtenues sont très faibles en comparaison avec les résultats obtenus du cycle simple. Cela est dû à la désurchauffe causée lors de l'injection ramenant ainsi le fluide à l'état de saturation et à une température moins élevée ce qui permet d'avoir une température basse à la fin de la compression [21].

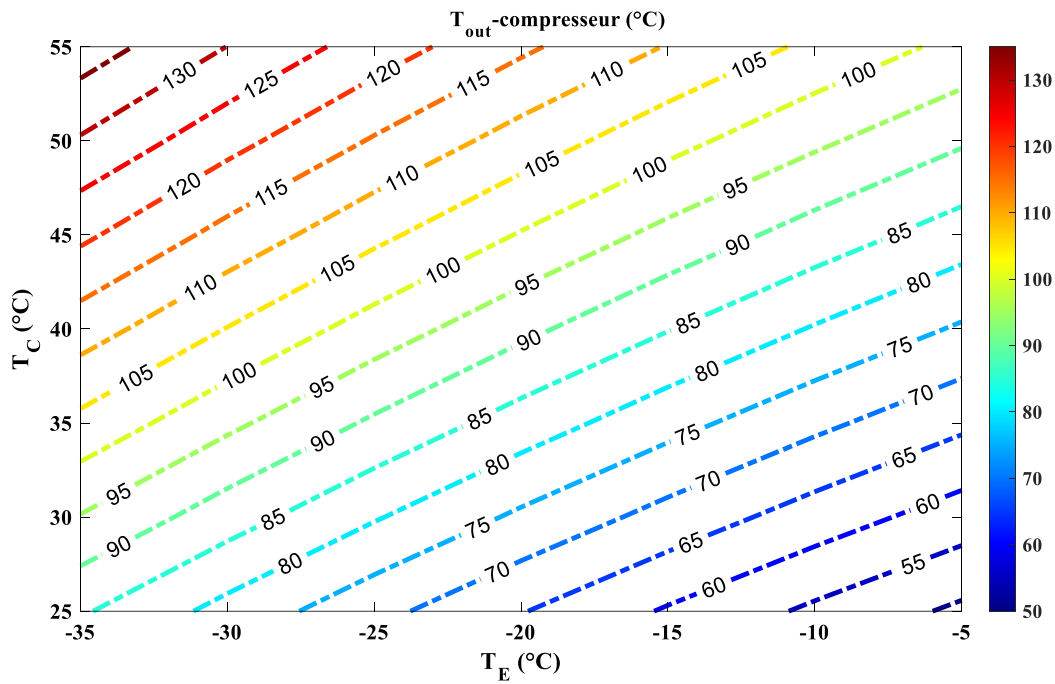


Figure IV.12 : Contour de la température de sortie du compresseur (T_4) du cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_C

IV.4.4 Impact de la température T_E et T_C sur Le COP :

La Figure IV.13 montre le COP obtenu en variant les températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

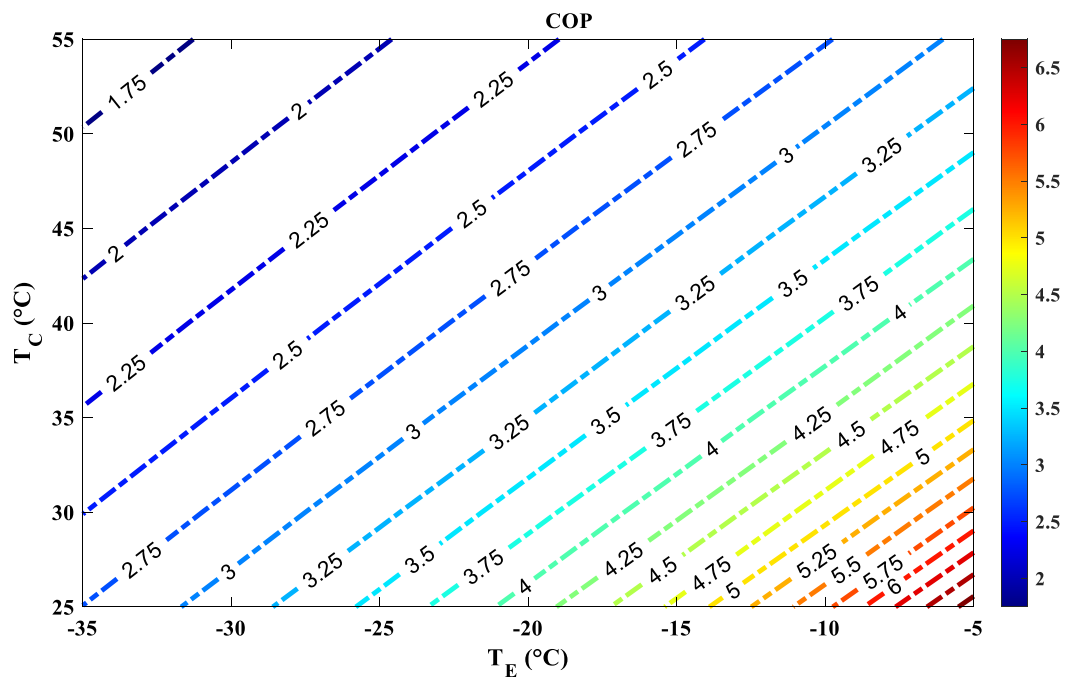


Figure IV.13 : le COP du cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_C

Les valeurs du COP varient entre [$COP_{min}=1.6251$ et $COP_{max}=6.872$] pour une augmentation de T_E et une baisse de T_C . Lorsque la température d'évaporation augmente, le COP augmente également. Ceci est dû à la réduction du travail nécessaire pour comprimer le fluide frigorigène à une pression plus basse. À mesure que la température de condensation augmente, le COP diminue. Cela est dû à l'augmentation du travail requis pour élever le fluide à une pression de condensation plus élevée.

L'injection de liquide permet d'avoir un COP élevée même à des températures très basses [19].

IV.4.5 Impact de la température T_E et T_C sur les exergies détruites dans le cycle

La **Figure IV.14** représente les exergies détruites dans chaque composants de l'installation tout en variant la température d'évaporation T_E et la température de condensation T_C .

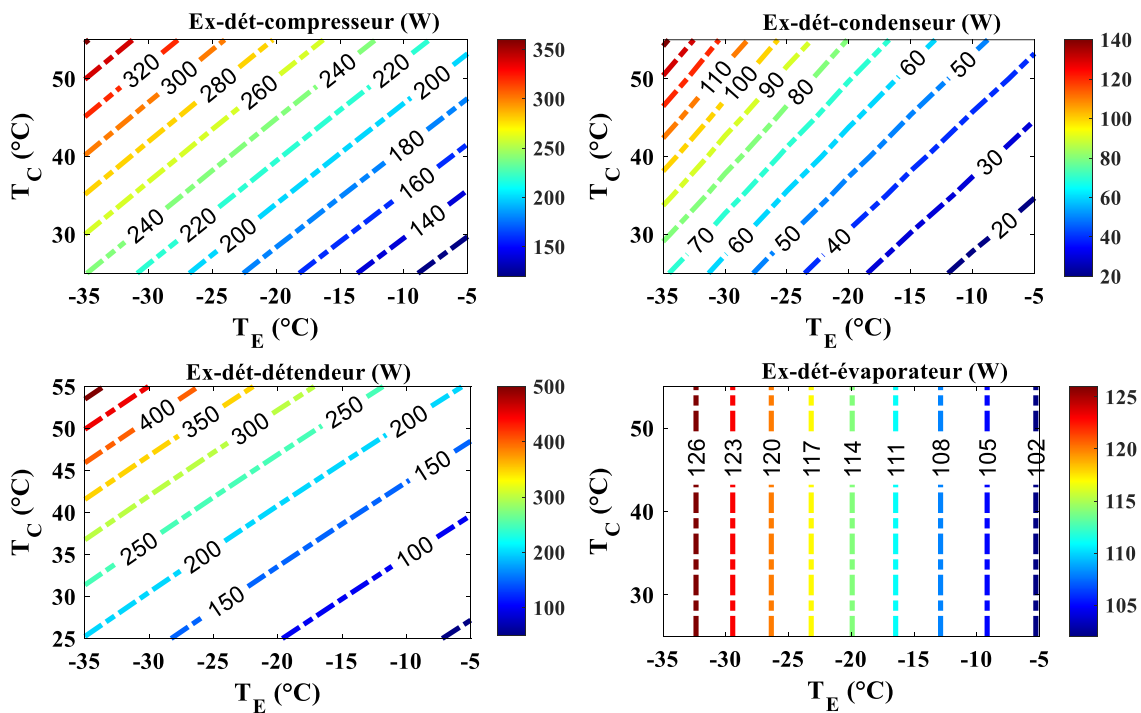


Figure IV.14 : Contour des exergies détruites dans le cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_C

Pour une augmentation de T_C et une diminution de T_E on aura :

L'exergie détruite dans le compresseur varie entre 49.008 W et 137.775 W, une augmentation relative de 71.20 % supérieur à celle du cycle théorique vue le nombre de compression réalisé. Le nombre de compressions a une influence sur le résultat obtenu [21], la

désurchauffe causée par l'injection ramène le fluide à l'état saturé provoquant ainsi une seconde compression envoyant le fluide à un palier supérieur de pression P_c . L'exergie détruite dans le condenseur diminue de 142.1353 W à 11.9717 W, une grande chute par rapport au résultat du cycle théorique. L'exergie détruite du détendeur est le principal contributeur dans ce cycle, pour une valeur minimale de 49.872 W et une valeur maximale de 521.1072 W supérieur ainsi à la valeur trouvée du cycle théorique. L'exergie détruite dans l'évaporateur est la même que celle du système à simple compression de vapeur, car les mêmes paramètres dont les températures T_E et T_C et le débit évaporé \dot{m}_e sont sauvegardés.

IV.4.6 Impact de la température T_E et T_C sur l'Exergie détruite globale

L'exergie détruite globale de ce système est illustrée dans la **Figure IV.15** avec une variation de la température d'évaporation T_E et la température de condensation T_C .

La quantité d'exergie détruite subit une augmentation relative de 79.33% à mesure que la température de condensation augmente, mais indépendamment du niveau de température d'évaporation, le choix du réfrigérant a un impact sur la destruction d'exergie.

L'exergie détruite globale est réduite à celle du cycle théorique. Cela est expliqué par l'injection dans le compresseur qui réduit la quantité de l'exergie détruite globale [21].

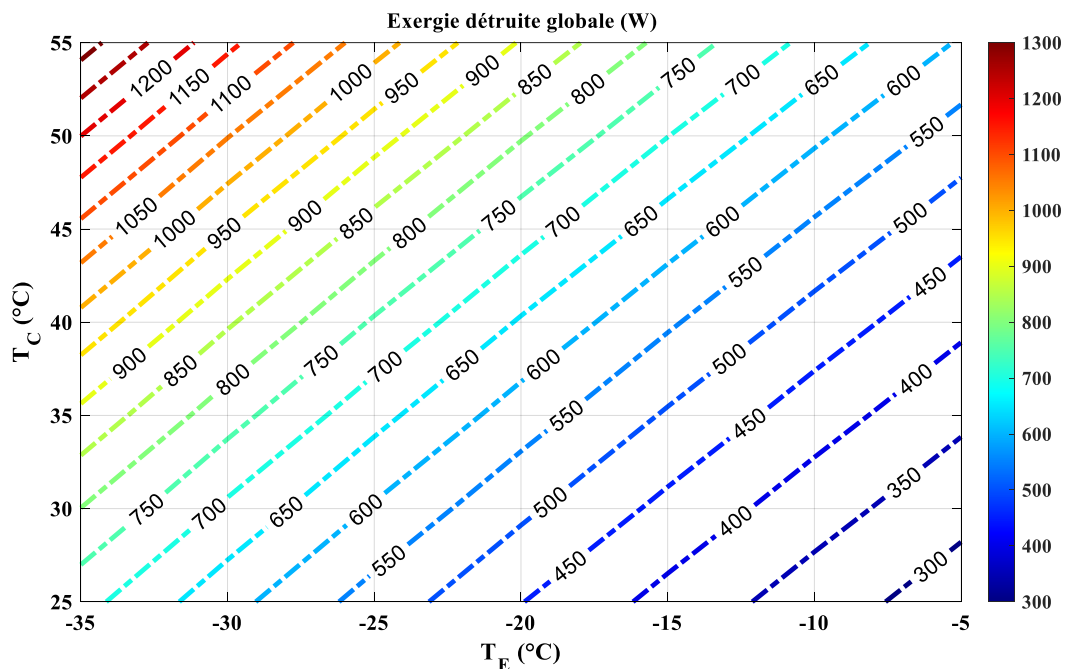


Figure IV.15 : Contour de l'exergies détruite globale dans le cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_C

IV.4.7 Impact de la température T_E et T_C sur le rendement exergetique

La **Figure IV.16** montre le rendement exergetique du système en variant les températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

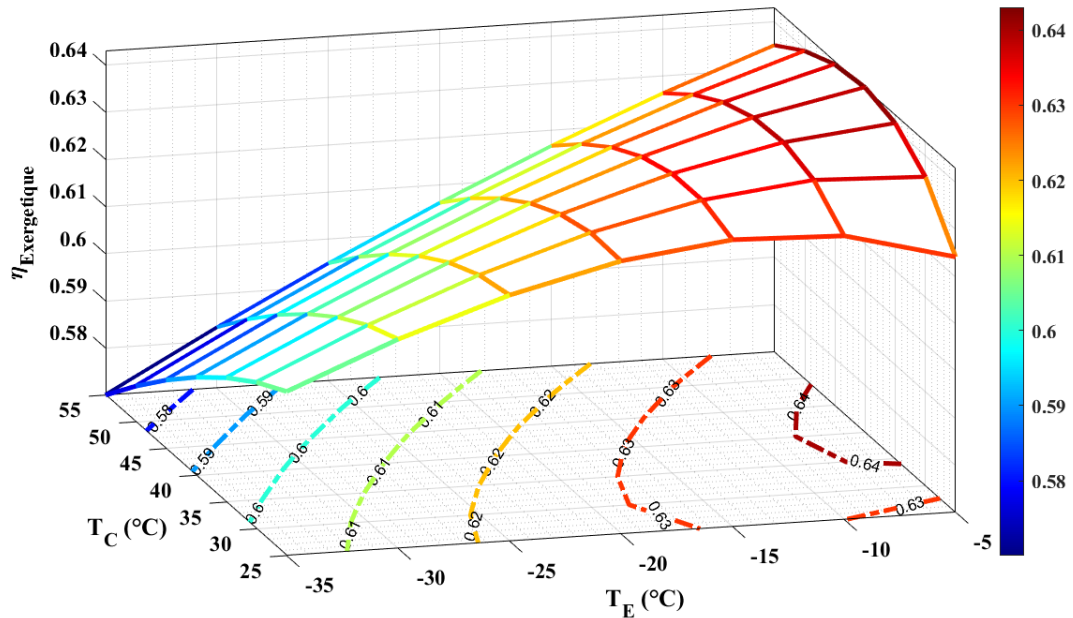


Figure IV.16 : Rendement exergetique $\eta_{Exergetique}$ du cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_C

La diminution du rendement exergetique est inversement proportionnelle à l'augmentation de T_C et T_E afin de garder cette dernière élevée. Une exergie détruite totale minimisée permet d'avoir une amélioration du rendement exergetique [21].

L'augmentation du rendement exergetique est de 0.57 à 0.643.

IV.4.8 Impact de la température T_E et T_C sur la Durabilité

La **Figure IV.17** montre les résultats obtenus pour la durabilité avec une variation des températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

La durabilité et le rendement exergetique sont optimisés lorsqu'on minimise l'exergie détruite globale [21], pour cela on constate une évolution similaire de la durabilité à celle du rendement exergetique de 2.326 à 2.801.

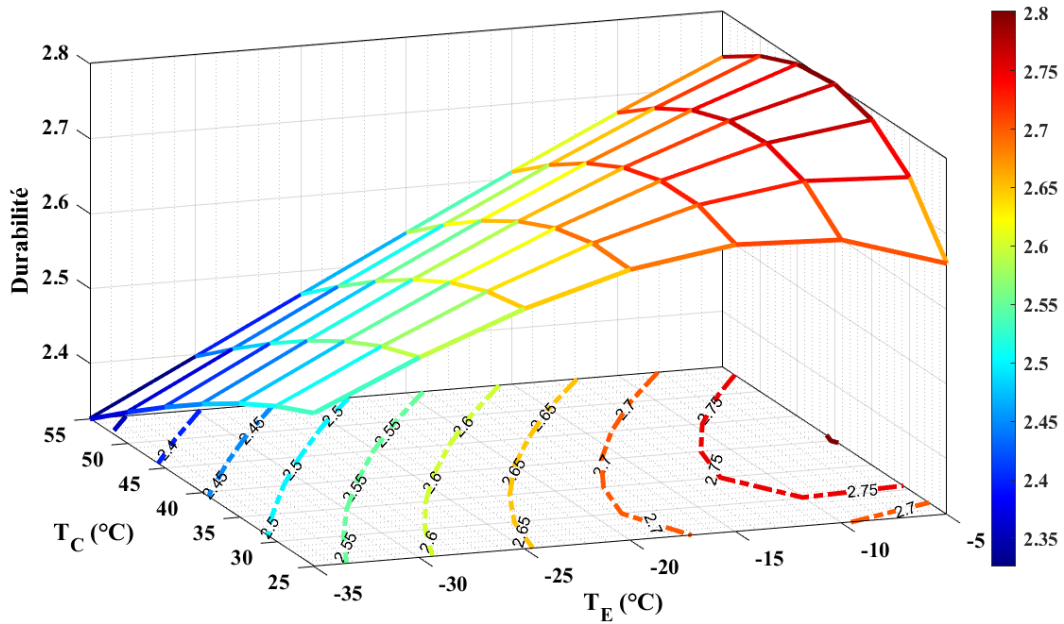


Figure IV.17 : Durabilité du cycle à un seul injecteur avec la variation de T_E et T_C

IV.5 Cycle à 2 injecteur

IV.5.1 Impact de la température T_E et T_C sur les Débits massiques

Les deux figures IV.18 et IV.19 illustrent les débits massiques [\dot{m}_e et $\dot{m}_{inj} = \dot{m}_{inj1} + \dot{m}_{inj2}$] qui circule dans le cycle ainsi que le débit total condensé \dot{m}_c qui est la somme des deux et cela en variant les températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

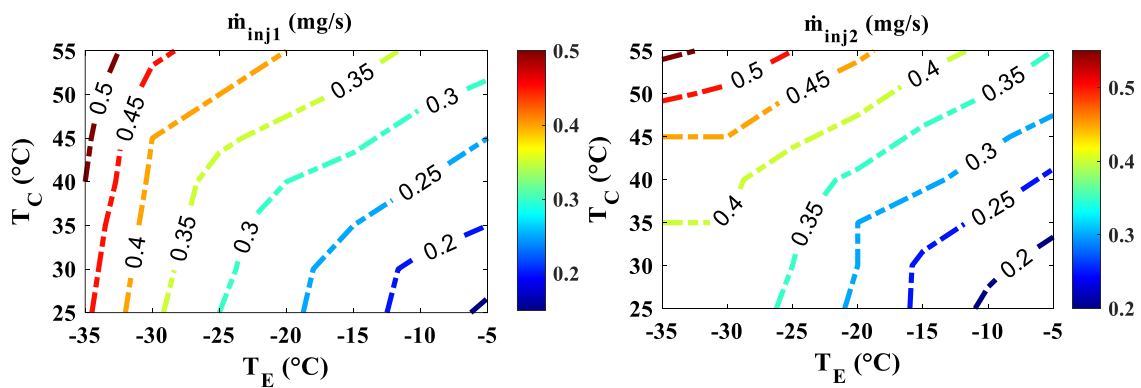


Figure IV.18 : débits massiques \dot{m}_{inj1} , \dot{m}_{inj2} du cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C

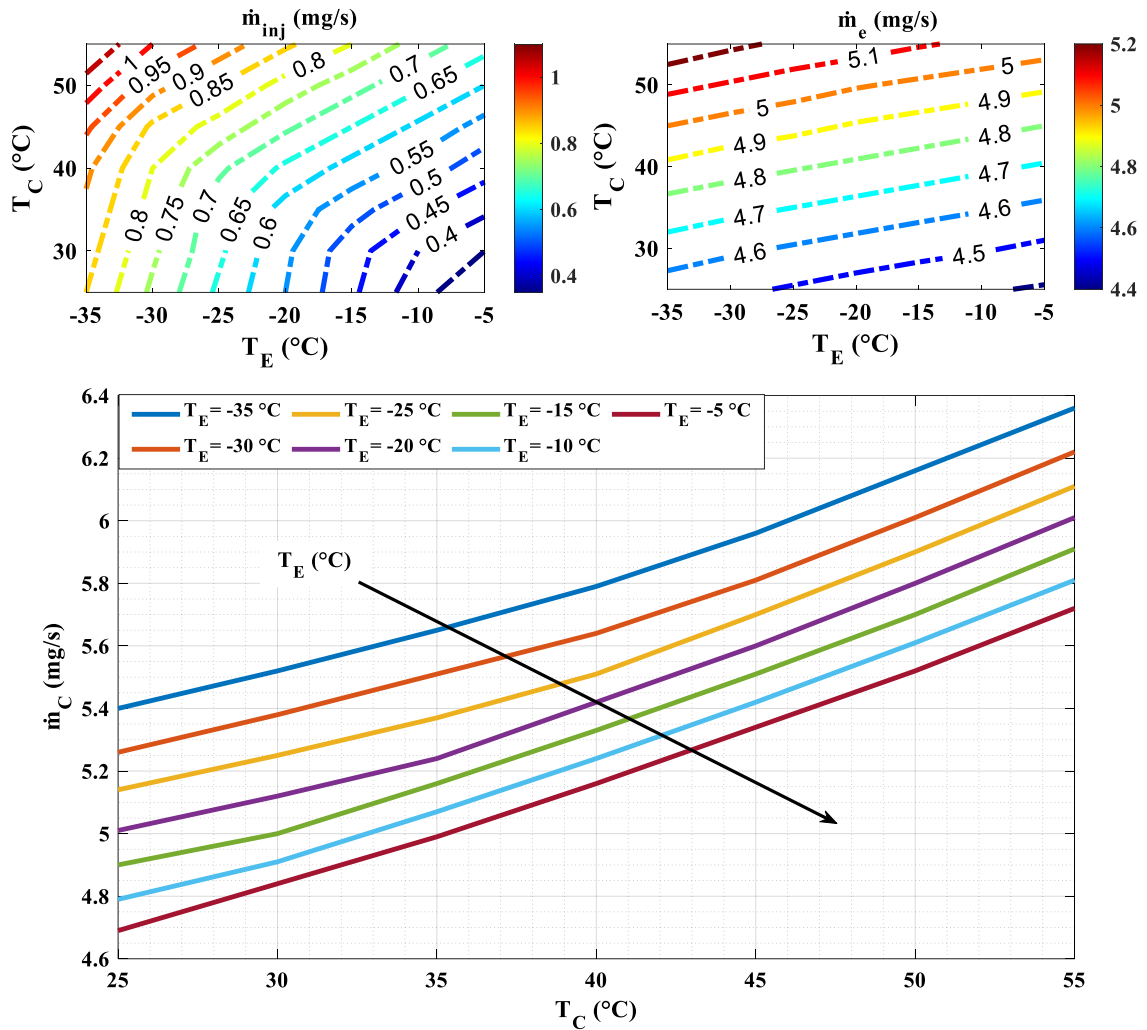


Figure IV.19 : débits \dot{m}_e , \dot{m}_{inj} et \dot{m}_c du cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C

Pour une augmentation de T_C et une diminution de T_E , les débits massiques injectés \dot{m}_{inj1} et \dot{m}_{inj2} subissent une augmentation [20] de 0.14 à 0.54 [mg/s] et de 0.16 à 0.56 [mg/s]. La somme des deux \dot{m}_{inj} a aussi tendance à augmenter de 0.3 à 1.1 [mg/s], c'est aussi le cas du débit évaporé qui est marqué par les mêmes résultats que ceux des deux cycles précédents. Le débit \dot{m}_c défini par les débits \dot{m}_{inj} et \dot{m}_e qui est proportionnel aux valeurs de ces derniers avec une évolution de 4.69 à 6.37 [mg/s].

IV.5.2 Impact de la température T_E et T_C sur les Puissances consommées

la Figure IV.20 montre les résultats des puissances consommées \dot{W}_c , \dot{W}_p et \dot{W} avec la variation de la température d'évaporation T_E et la température de condensation T_C .

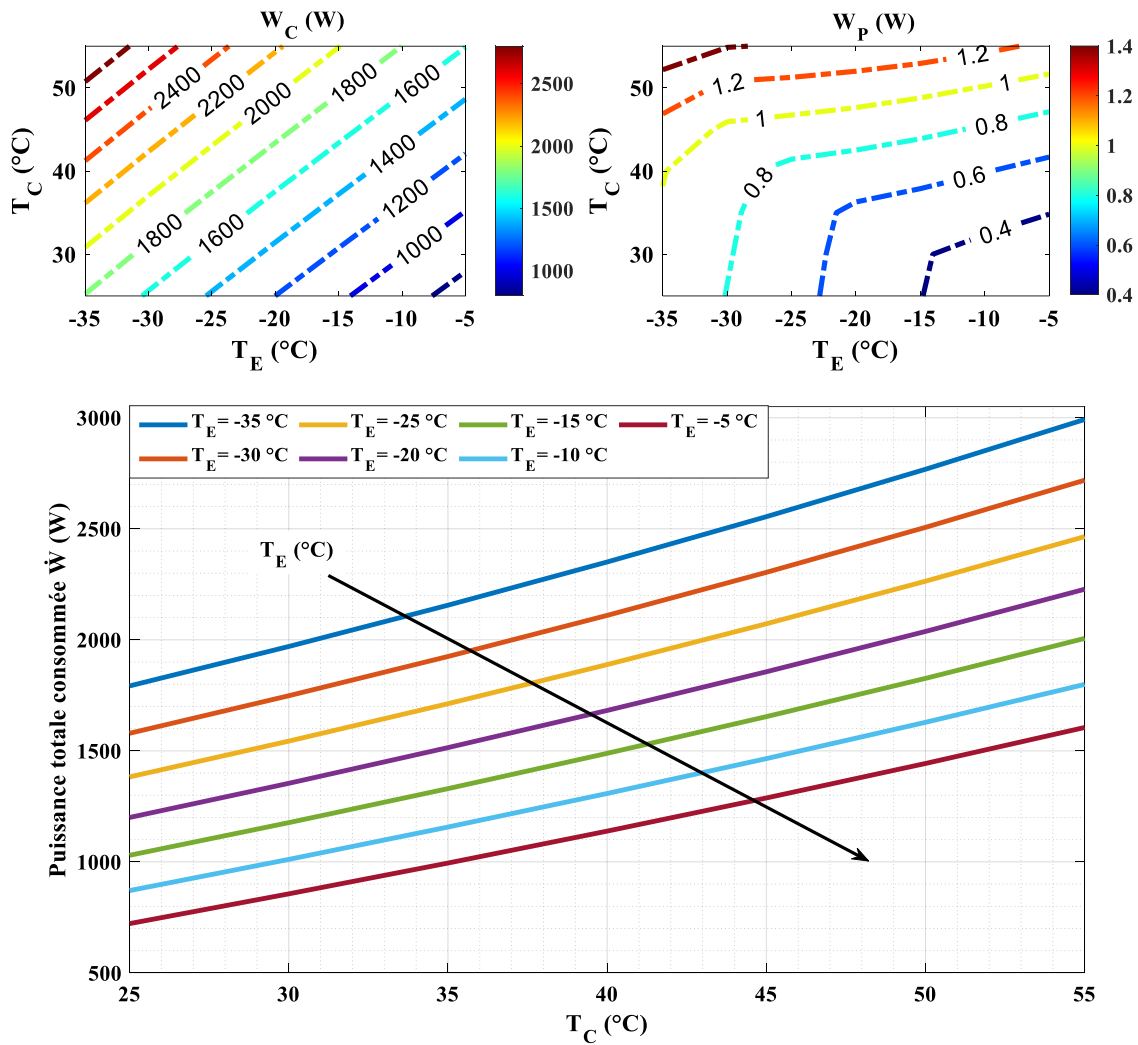


Figure IV.20 : Résultats des puissances consommées \dot{W}_c , \dot{W}_p et \dot{W} du cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C

La partie majeure de la puissance consommée par le système est la puissance \dot{W}_c contrairement à la puissance \dot{W}_p . La puissance totale \dot{W} augmente de [722.1 à 2992.4 W], donc une hausse de 75.87% proportionnelle à l'augmentation de T_E et T_C , elle est inférieure à celle du cycle théorique et du cycle à un seul injecteur.

L'injection de fluide dans les compresseurs permet d'optimiser leurs performances [21].

IV.5.3 Impact de la température T_E et T_C sur la Température de sortie du compresseur (T_6)

La **Figure IV.21** représente la température de sortie du compresseur en variant les températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

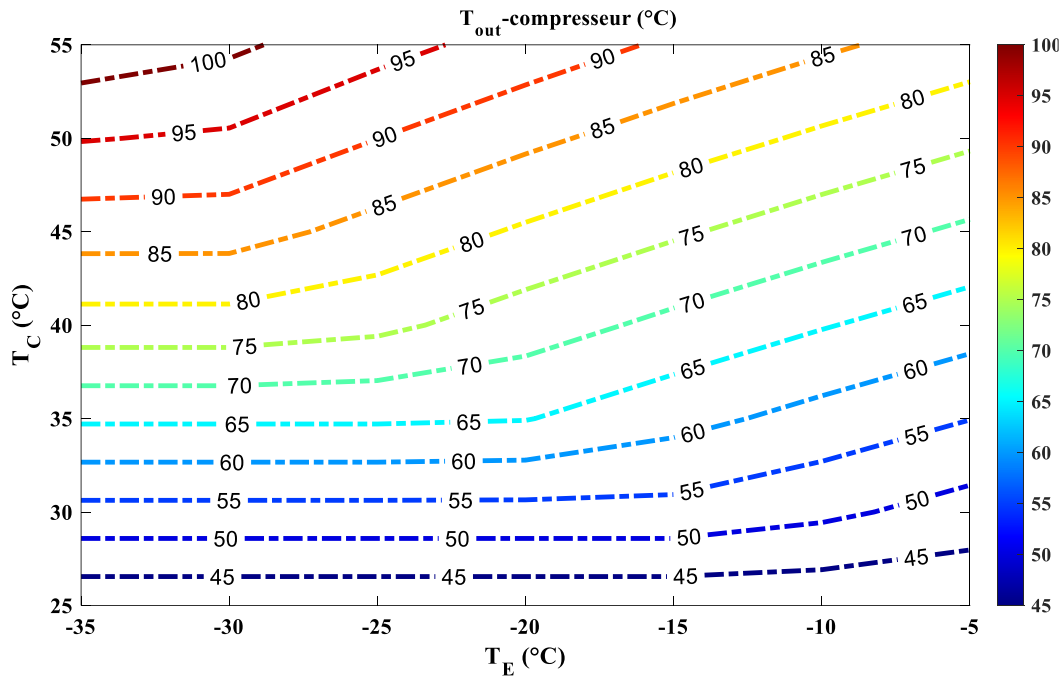


Figure IV.21 : Contour de la température de sortie du compresseur (T_6) du cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C

La température de sortie du compresseur évolue lors de l'augmentation de T_C et la diminution de T_E [22], de [40.688 à 103.261] °C. Les résultats obtenus sont inférieurs à ceux des cycles précédents, en raison de l'injection du liquide qui permet d'avoir des températures de sortie basses [16] [19].

IV.5.4 Impact de la température T_E et T_C sur Le COP

La **Figure IV.22** montre le COP obtenue en variant les températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

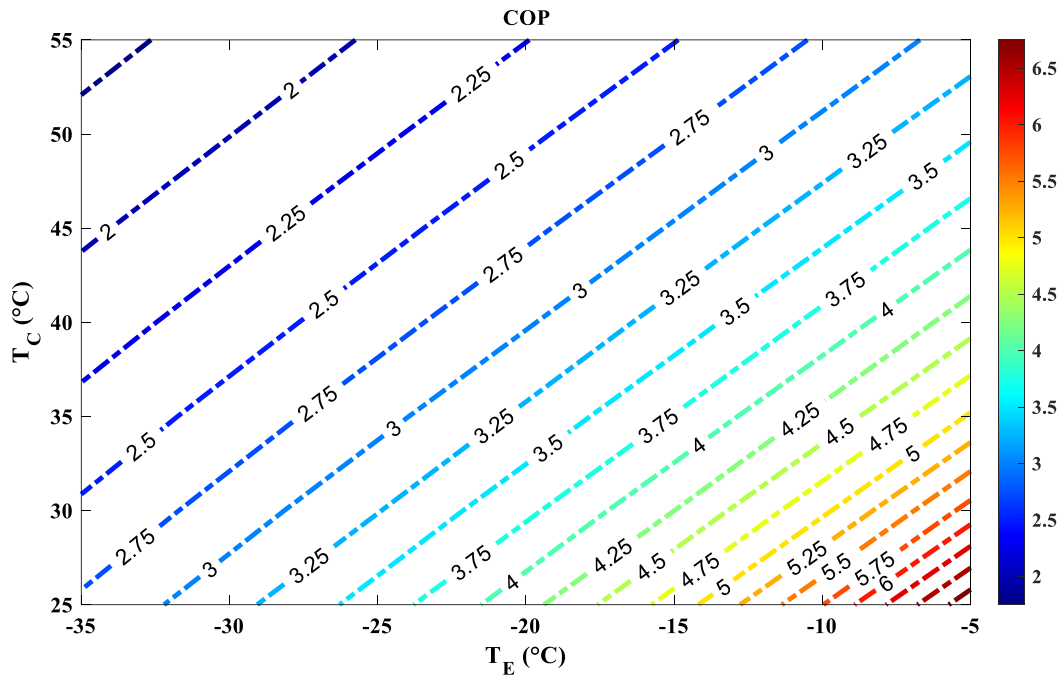


Figure IV.22 : le COP du cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C

La valeur du COP est comprise entre [1.671 et 6.924] pour une augmentation de T_E et une baisse de T_C , une augmentation du COP est constaté par rapport aux cycles précédents. On l'explique par l'ajout d'une seconde injection qui est responsable de l'amélioration de l'efficacité de ce cycle [11].

IV.5.5 Impact de la température T_E et T_C sur les exergies détruites dans le cycle

La **Figure IV.23** représente les exergies détruites dans chaque composants du cycle tout en variant la température d'évaporation T_E et la température de condensation T_C .

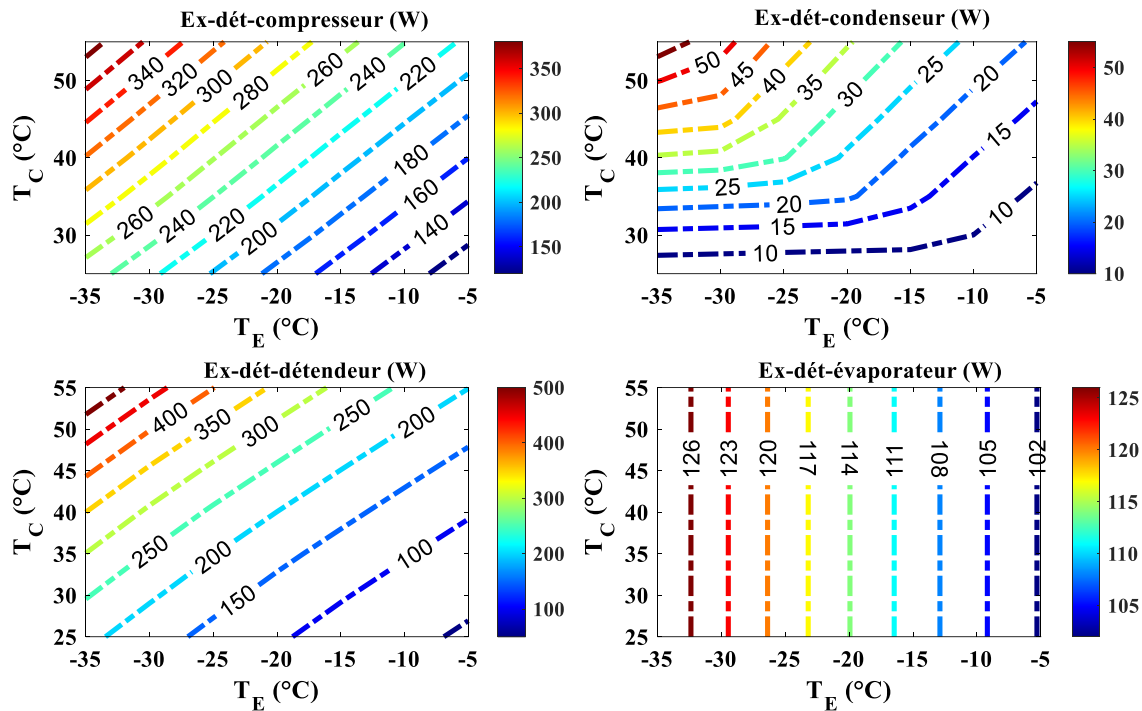


Figure IV.23 : Contour des exergies détruites dans le cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C

Pour une augmentation de T_C et une diminution de T_E on aboutira aux résultats suivants :

Une exergie détruite dans le compresseur qui augmente de 106.889 W jusqu'à 389.543 W, ces valeurs sont supérieures à celle du cycle précédent en raison de l'addition d'une seconde injection [21]. L'exergie détruite dans le condenseur évolue de 5.44 à 58.03 W, réduite en la comparons au cycle précédent, cette réduction est causée par la vapeur qui entre dans le condenseur sous forme de vapeur humide sans surchauffe [21]. La grande partie de l'exergie détruite de ce cycle est marquée par le détendeur, avec une hausse de 43.564 W jusqu'à 547.5 W. L'exergie détruite dans l'évaporateur reste la même que celle des cycles précédents, elle varie de 101.764 jusqu'à 128.721 W.

IV.5.6 Impact de la température T_E et T_C sur l'Exergie détruite globale

L'exergie détruite globale du cycle est illustrée dans la **Figure IV.24** avec une variation de la température d'évaporation T_E et la température de condensation T_C .

L'exergie détruite globale de ce cycle à deux injecteurs est réduite par rapport au cycle théorique, cette réduction est causée par les deux injections [21], de 1291.1 W à 269.1413 W.

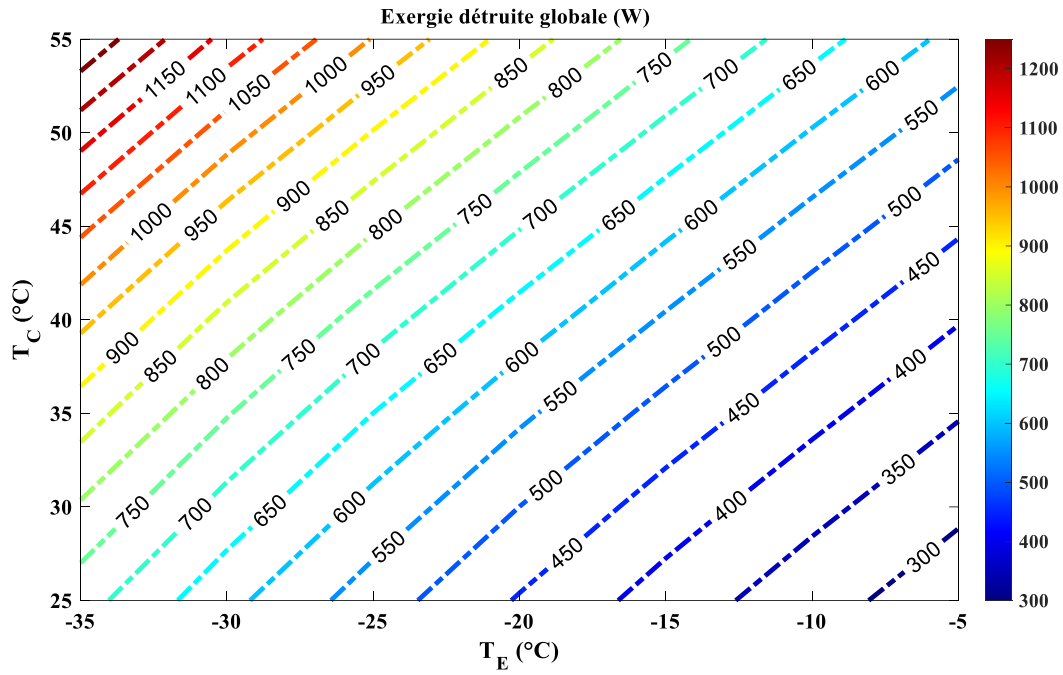


Figure IV.24 : Contour de l'exergie détruite globale dans le cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C

IV.5.7 Impact de la température T_E et T_C sur le rendement exergetique

La Figure IV.25 montre le rendement exergetique du cycle en variant les températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

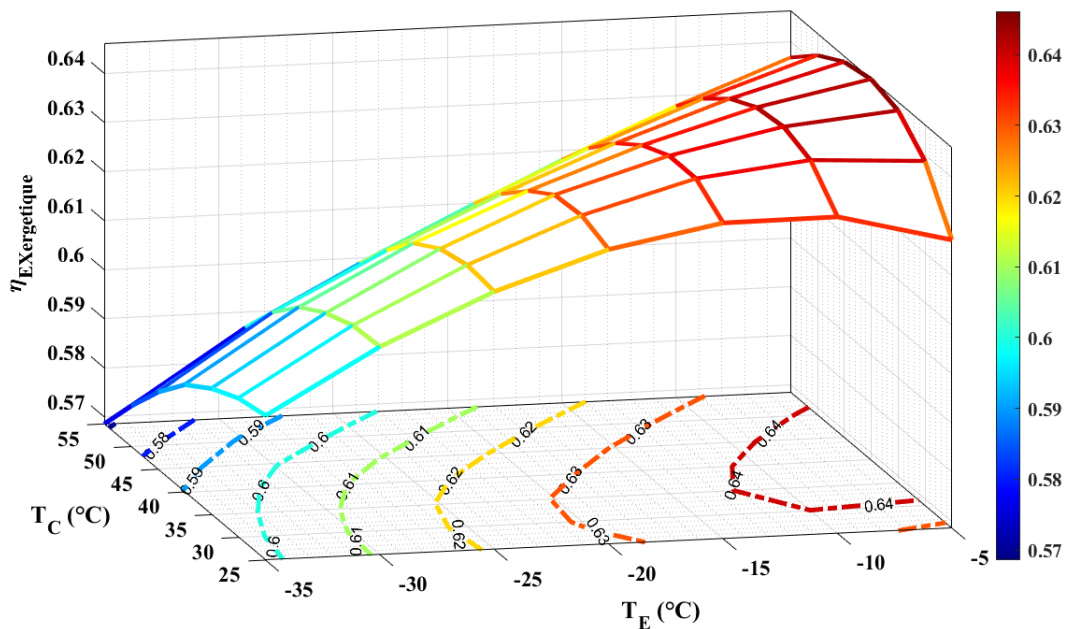


Figure IV.25 : Rendement exergetique $\eta_{Exergetique}$ du cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C

Pour une exergie détruite inférieure le rendement exergetique est élevé [21], de 0.57 à 0.6461, c'est le cas de ce cycle qui est supérieur au cycle théorique et au cycle à un seul injecteur.

IV.5.8 Impact de la température T_E et T_C sur la Durabilité

La Figure IV.26 montre les résultats obtenus pour la durabilité avec une variation des températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

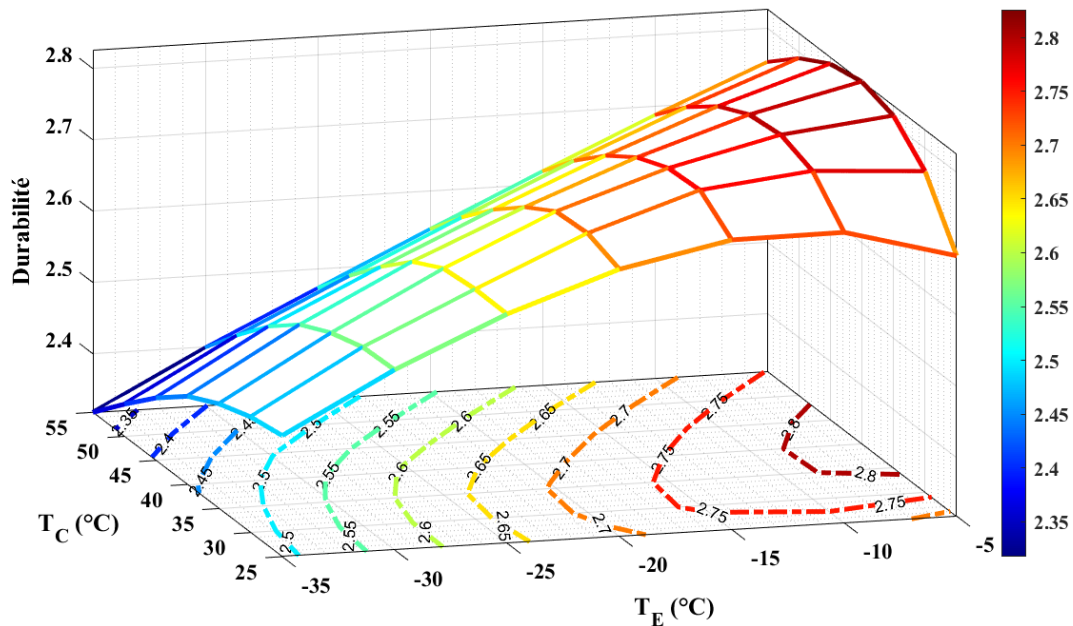


Figure IV.26 : Durabilité du cycle à deux injecteurs avec la variation de T_E et T_C

Une augmentation de T_E et une diminution T_C , engendrent une évolution de la durabilité de 2.318 à 2.826 , Cette hausse résulte de l'amélioration du rendement exergetique, comme le montre la Figure IV.25.

IV.6 Cycle à 3 injecteurs

IV.6.1 Impact de la température T_E et T_C sur les Débits massiques

Les deux figures IV.27 et IV.28 illustrent les débits massiques \dot{m}_{inj1} , \dot{m}_{inj2} et \dot{m}_{inj3} , \dot{m}_e et le débit total injecté \dot{m}_{inj} qui circule dans le cycle ainsi que la somme des deux le débit total condensé \dot{m}_c cela en variant les températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

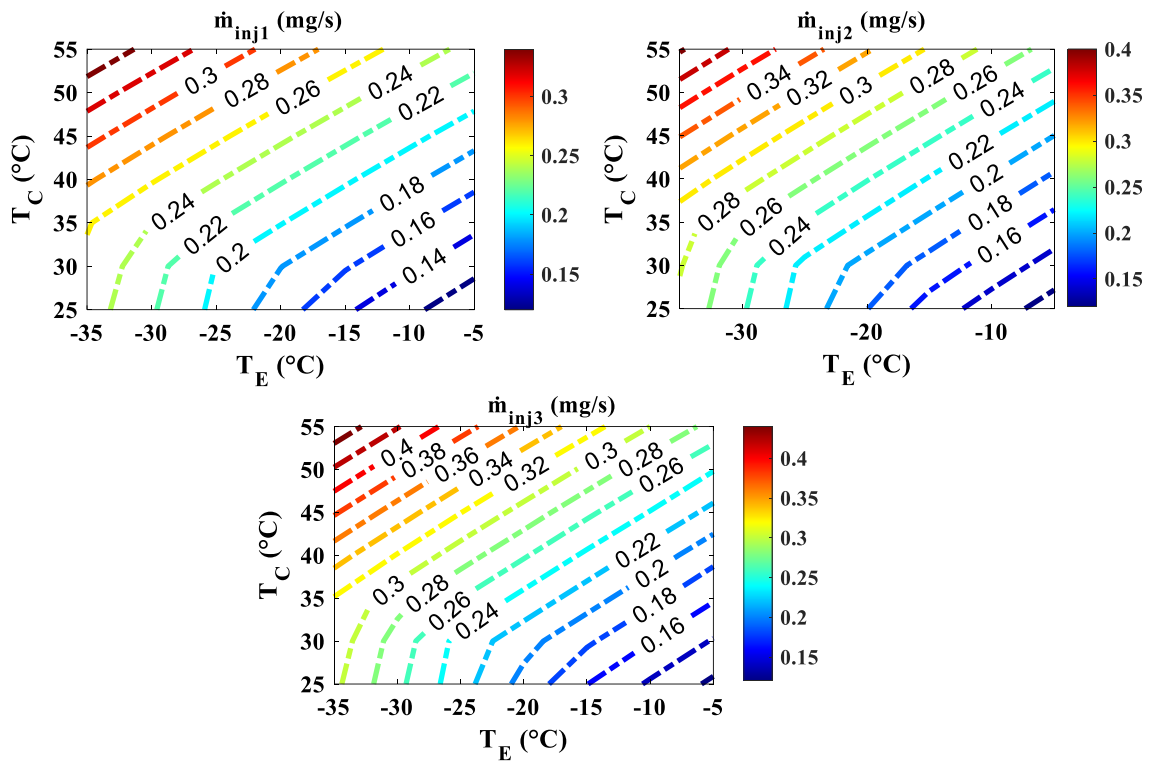


Figure IV.27 : débits massiques injectés \dot{m}_{inj1} , \dot{m}_{inj2} et \dot{m}_{inj3} du cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C

Une hausse des débits massiques injectés \dot{m}_{inj1} , \dot{m}_{inj2} et \dot{m}_{inj3} est constatée lors de l'augmentation de T_c et la diminution de T_E , de [0.106 à 0.356 mg/s], de [0.111 à 0.402 mg/s] et de [0.116 à 0.454 mg/s] respectivement, ce qui explique l'augmentation du débit total injecté \dot{m}_{inj} de 0.332 jusqu'à 1.213 [mg/s].

Le débit évaporé \dot{m}_e qui est constant dans tous les cycles, est associé au débit total injecté afin de former le débit total du cycle \dot{m}_c qui est proportionnelle à l'augmentation des deux de [4.722 jusqu'à 6.478] [mg/s]. Les résultats obtenus pour le débit total sont supérieurs à ceux des cycles passés, en raison de l'augmentation du nombre d'injection et de la température de condensation T_c [20].

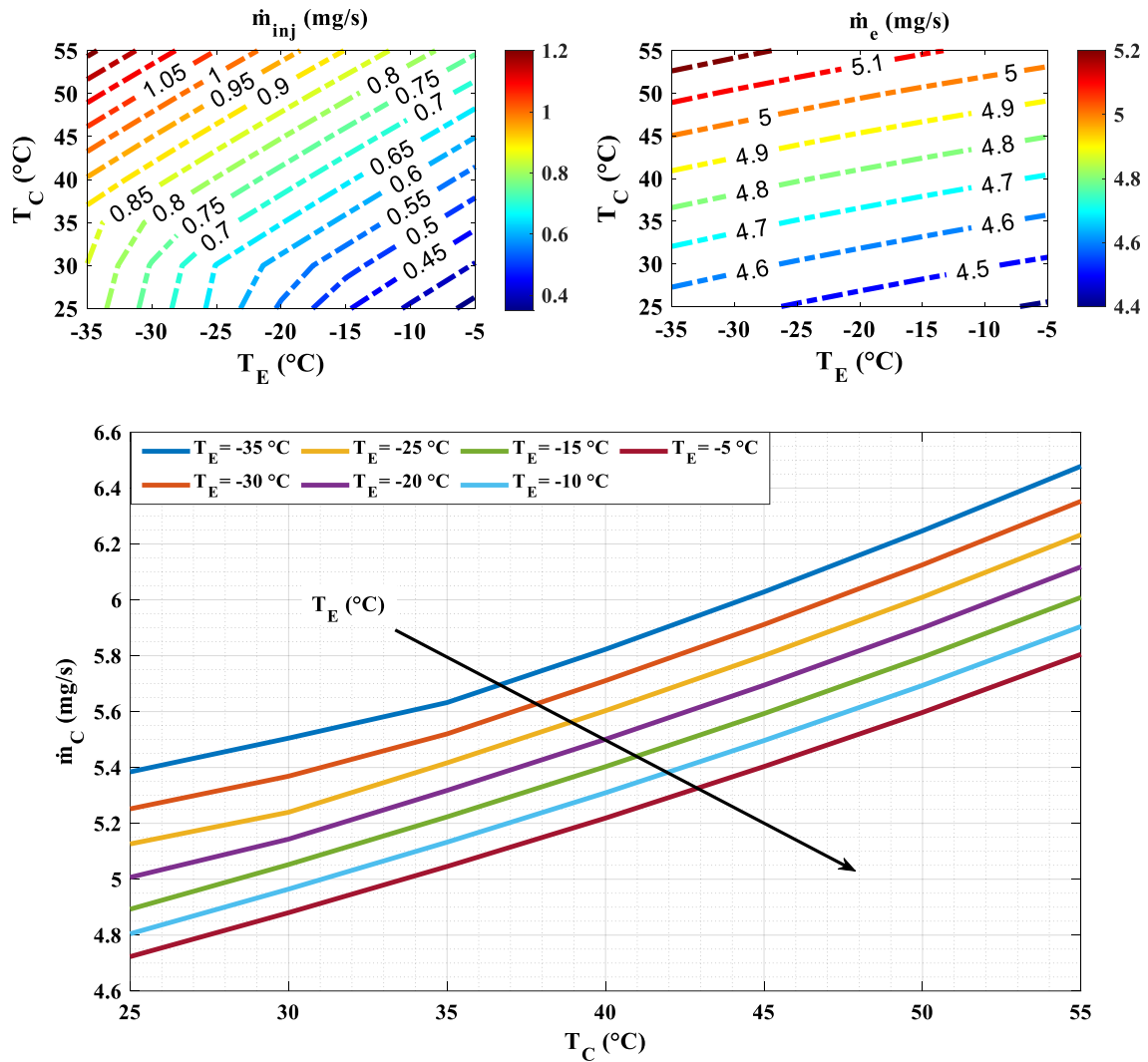


Figure IV.28 : débits massiques \dot{m}_e , \dot{m}_{inj} et \dot{m}_c du cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C

IV.6.2 Impact de la température T_E et T_C sur les Puissances consommées

la **Figure IV.29** montre les résultats des puissances consommées \dot{W}_c , \dot{W}_p et \dot{W} avec la variation de la température d'évaporation T_E et la température de condensation T_C .

Une augmentation de la puissance \dot{W}_c contrairement à la puissance \dot{W}_p engendre une augmentation de la puissance totale consommée de 719.4 jusqu'à 2949.1 W, cette augmentation est de 75.61%. Ces résultats sont inférieurs en les comparons à ceux des cycles précédents, en raison du nombre d'injection successive qui réduit la puissance \dot{W}_c consommée par le compresseur [11][19].

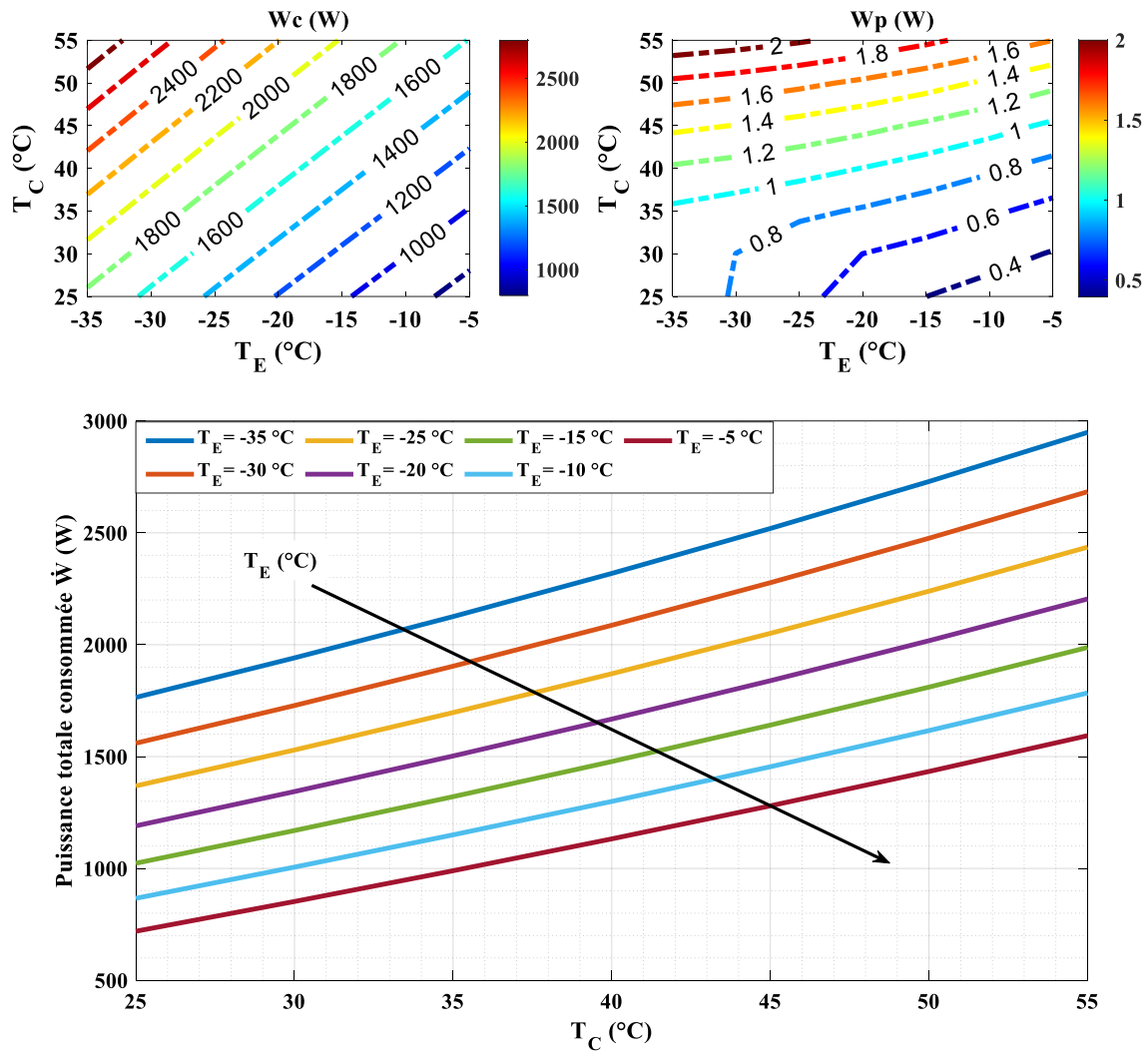


Figure IV.29 : Résultats des puissances consommées \dot{W}_c , \dot{W}_p et \dot{W} du cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C

IV.6.3 Impact de la température T_E et T_C sur la Température de sortie du compresseur (T_8)

La Figure IV.30 représente la température de sortie du compresseur en variant les températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

La valeur de la température de sortie du compresseur évolue de 36.155 jusqu'à 91.351 °C, pour T_E constante et une augmentation de T_C . Ces résultats sont inférieurs aux résultats trouvés précédemment, car des injections successives favorise la baisse de la température de sortie du compresseur [11] [16].

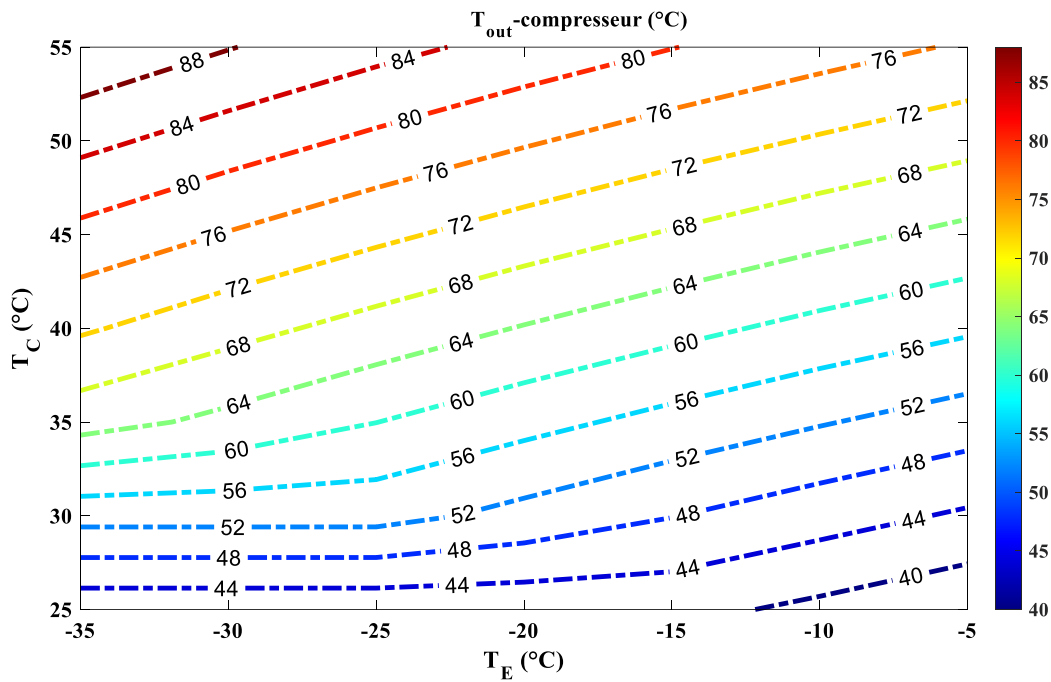


Figure IV.30 : Contour de la température de sortie du compresseur (T_8) du cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C

IV.6.4 Impact de la température T_E et T_C sur le COP

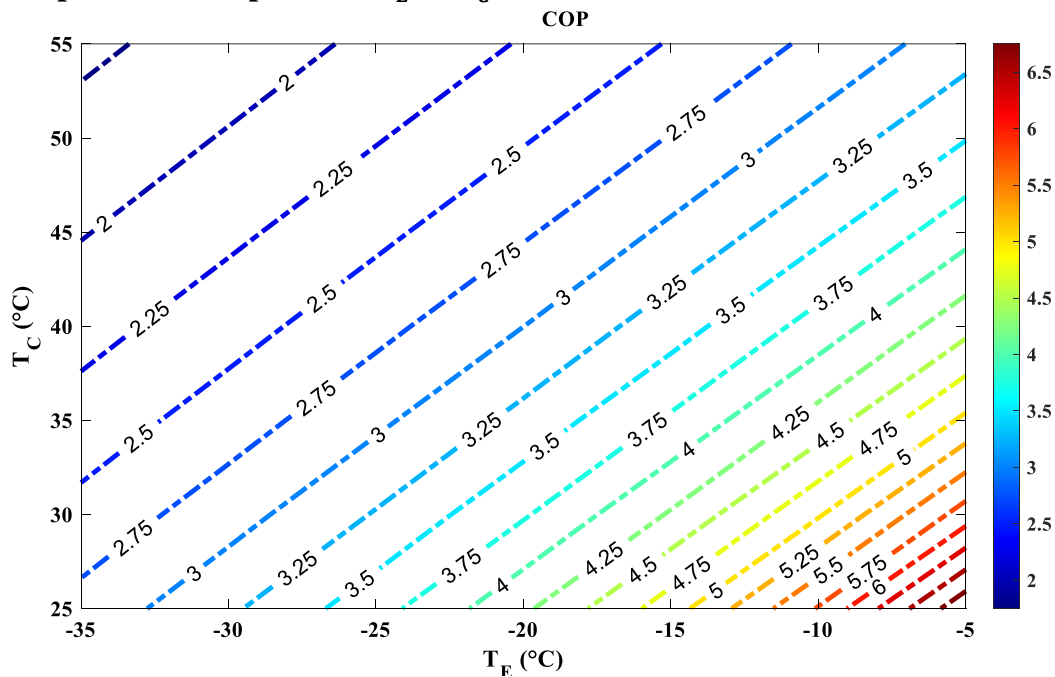


Figure IV.31 : le COP du cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C

La Figure IV.31 montre le COP obtenu en variant les températures d'évaporation T_E et de condensation T_C . Pour une augmentation de T_E et une baisse de T_C , les valeurs obtenues augmentent de 1.695 jusqu'à 6.95. Les nombre important d'injection entraine une performance élevée du système [11], ce qui pousse ce cycle à avoir les valeurs de COP les plus élevées.

IV.6.5 Impact de la température T_E et T_C sur les exergies détruites dans le cycle

La **Figure IV.32** représente les exergies détruites dans chaque composants du cycle tout en variant la température d'évaporation T_E et la température de condensation T_C .

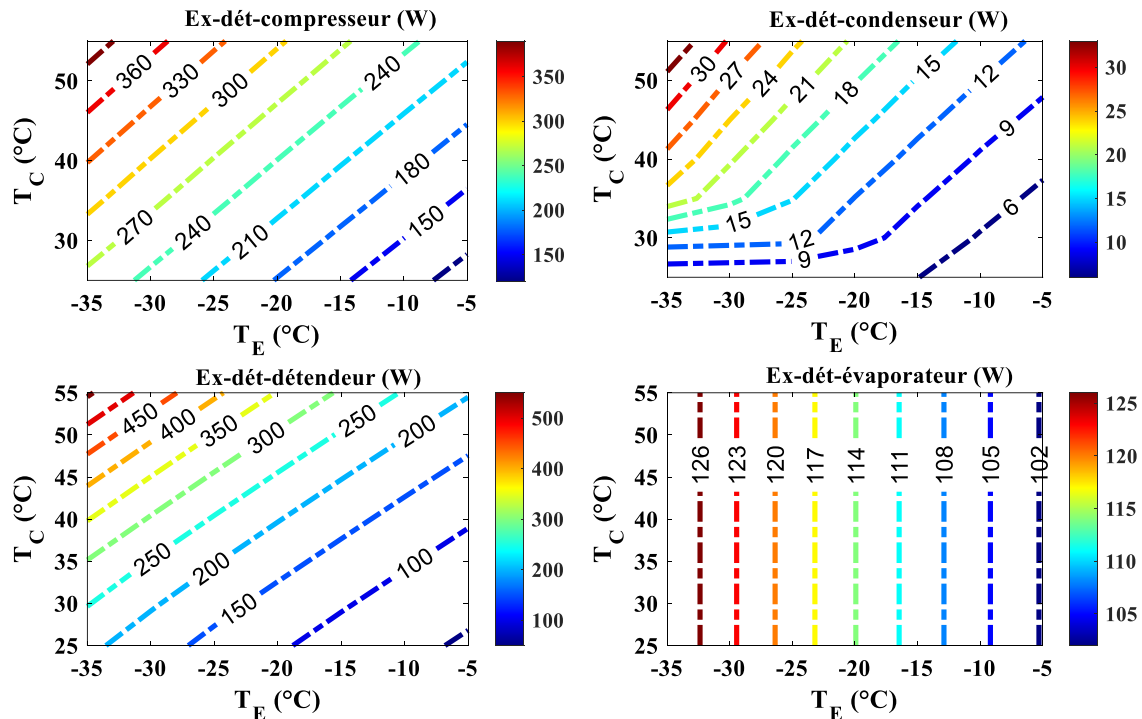


Figure IV.32 : Contour des exergies détruites dans le cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C

L'exergie détruite dans le compresseur varie entre 108,362 W et 404,597 W, représentant une augmentation relative de 73,22 % par rapport à celle observée dans le cycle théorique, en raison du nombre de compressions effectuées. Le nombre de compressions influence significativement les résultats obtenus [21]. La désurchauffe causée par l'injection ramène le fluide à l'état saturé. L'exergie détruite dans le condenseur diminue de 35,63 W à 3,155 W, marquant une réduction significative par rapport aux résultats du cycle théorique. L'exergie détruite au niveau du détendeur constitue le principal contributeur dans ce cycle, avec une valeur minimale de 43,91 W et une valeur maximale de 557,272 W, dépassant ainsi la valeur trouvée dans le cycle théorique. L'exergie détruite dans l'évaporateur reste identique à celle du système de compression de vapeur simple, car les paramètres tels que les températures T_E et T_C ainsi que le débit évaporé sont conservés.

IV.6.6 Impact de la température T_E et T_C sur l'Exergie détruite globale

L'exergie détruite globale du cycle est illustrée dans la **Figure IV.33** avec une variation de la température d'évaporation T_E et la température de condensation T_C .

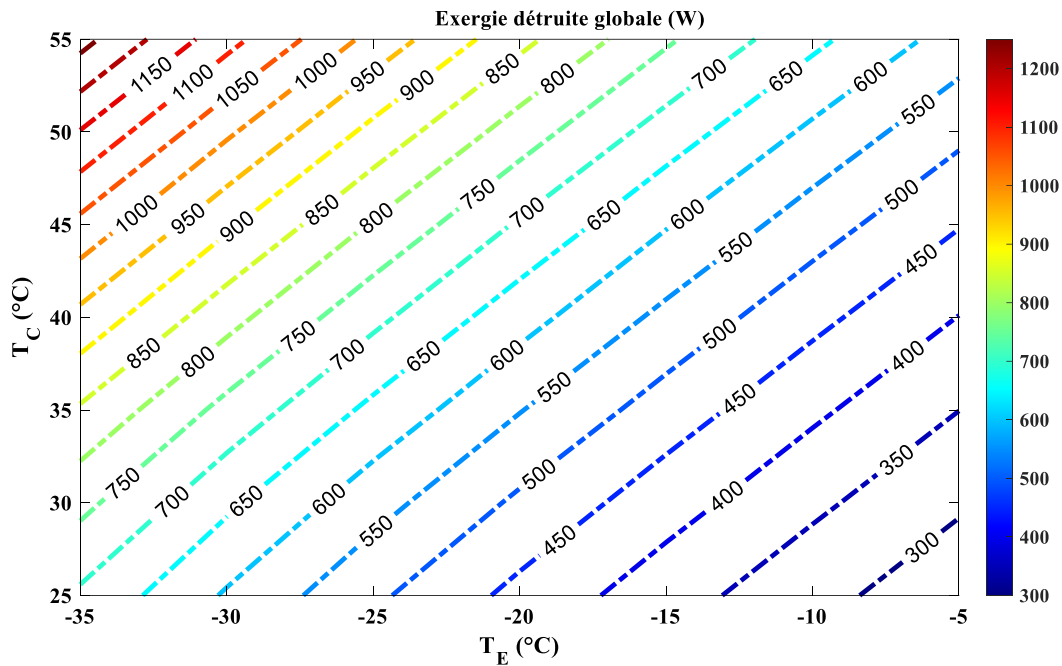


Figure IV.33 : Contour de l'exergies détruite globale dans le cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C

L'exergie détruite globale de ce cycle est diminuée par rapport au cycle théorique, en raison de l'effet des deux injections [21]. Cette réduction est de 1268.4 W à 266.992 W inférieur au cycle théorique.

IV.6.7 Impact de la température T_E et T_C sur le rendement exergetique

La **Figure IV.34** montre le rendement exergetique du cycle en variant les températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

La diminution du rendement exergetique est inversement proportionnelle à l'augmentation de T_C et T_E , ce qui permet de maintenir un rendement exergetique élevé. La minimisation de l'exergie détruite totale conduit à une amélioration du rendement exergetique [21].

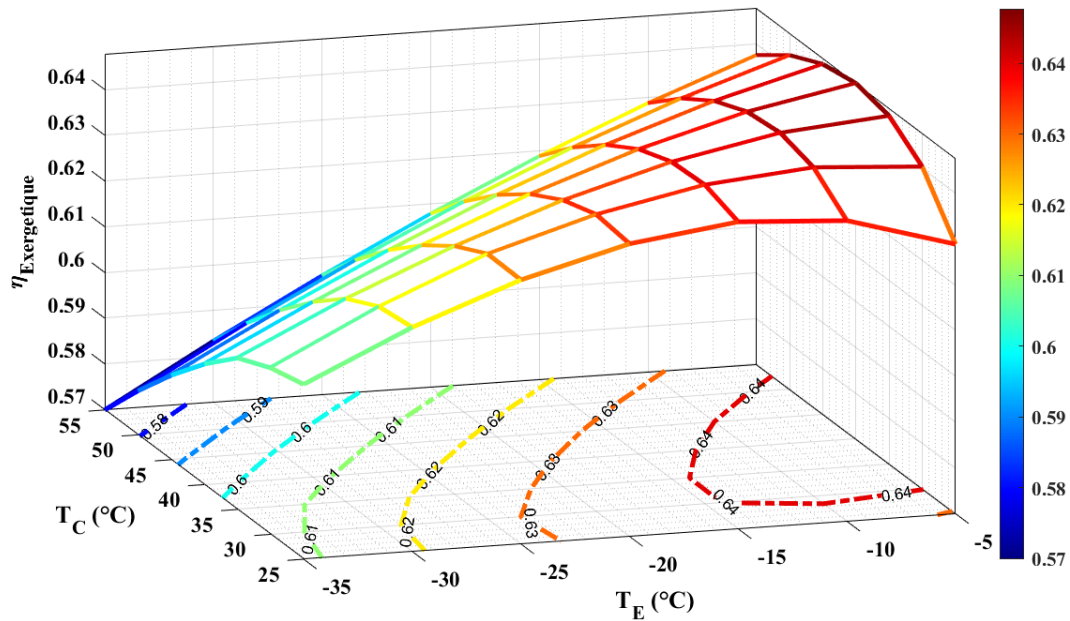


Figure IV.34 : Rendement exergetique $\eta_{Exergetique}$ du cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C

IV.6.8 Impact de la température T_E et T_C sur la Durabilité

La **Figure IV.35** montre les résultats obtenus pour la durabilité avec une variation des températures d'évaporation T_E et de condensation T_C .

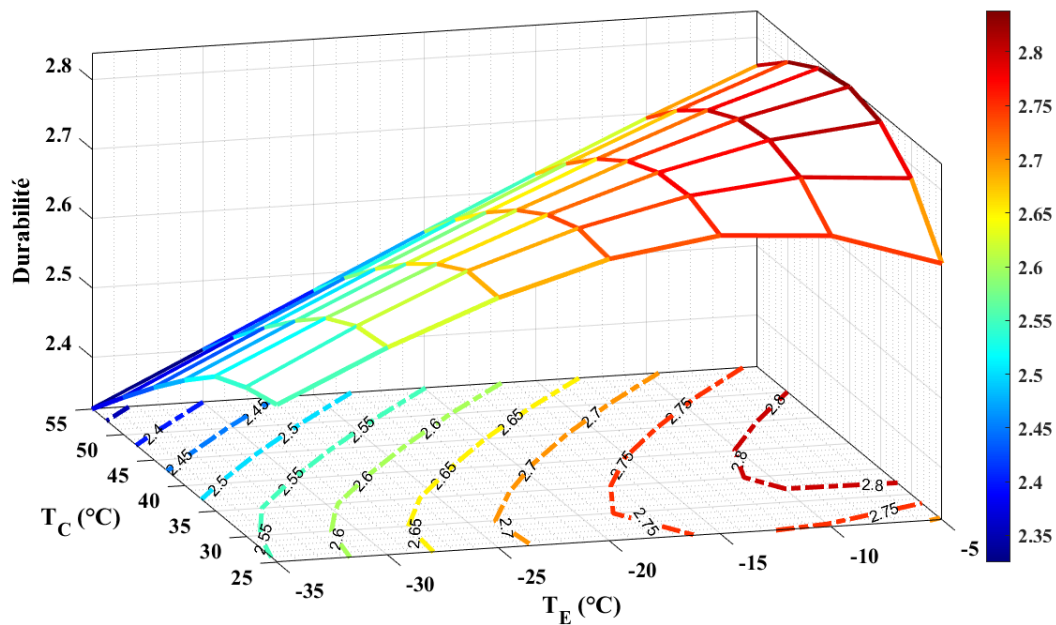


Figure IV.35 : Durabilité du cycle à trois injecteurs avec la variation de T_E et T_C

Les résultats montrent ainsi une évolution de 2.325 jusqu'à 2.838, avoir un rendement exergetique élevé et une exergie détruite globale réduite cause cette augmentation [21].

IV.7 Tableaux comparatifs

Ci-dessous, on trouve un récapitulatif des augmentations relatives des divers paramètres observés au cours des cycles examinés.

Caractéristiques étudiées	Augmentation relative (%)			
	Cycle théorique de base	Cycle à un seul injecteur	Cycle à deux injecteurs	Cycle à trois injecteurs
\dot{W} en [W]	77.55	76.35	75.87	75.61
\dot{m}_c en [mg/s]	16.70	23.93	26.37	27.1
\dot{m}_{inj} en [mg/s]	X	72.15	72.73	73.06
T_{out} -du compresseur [°C]	69.40	64.43	60.6	59.76
Ex-dét compresseur [W]	67.02	71.2	72.56	73.22
Ex-dét-condenseur [W]	91.35	91.57	90.62	91.14
Ex-dét-détendeur [W]	90.99	91.77	92.04	92.12
Ex-dét-évaporateur [W]	20.94			
Ex-dét-globale [W]	79.73	79.33	79.15	78.95
$\eta_{Exergetique}$	10.05	11.35	11.93	12.00
Durabilité	14.86	16.98	17.97	18.08

Tableau IV.1 : tableau récapitulatif des résultats obtenus pour les différents cycles

Paramètres de fonctionnement optimisés	Résultats optimaux par rapport aux cycle théorique (%)		
	Cycle à 1 injecteur	Cycle à 2 injecteurs	Cycle à 3 injecteurs
\dot{W}	Diminution de 7.16	Diminution de 9.70	Diminution de 11.01
COP	Augmentation de 2.21	Augmentation de 3.04	Augmentation de 3.43
$T_{out-comp}$	Diminution de 45.29	Diminution de 59	Diminution de 63.73
$Ex_{dét-globale}$	Diminution de 7.04	Diminution de 9.27	Diminution de 10.87
$\eta_{Exergetique}$	Augmentation de 1.36	Augmentation de 1.84	Augmentation de 2.1
Durabilité	Augmentation de 2.41	Augmentation de 3.30	Augmentation de 3.76

Tableau IV.2 : Tableau comparatif des résultats optimaux des paramètres clés de fonctionnement des cycles étudiés par rapport au cycle théorique

IV.8 Etude comparative des paramètres de fonctionnement des cycles étudiés pour T_C constante

Pour valider les résultats obtenus et définir la meilleure option en termes de qualité de consommation et d'efficacité, nous menons une étude similaire sur les paramètres principaux de fonctionnement de ces systèmes, en maintenant une température de condensation T_C constante de 45 °C et une variation de $T_E=[-35,-30,-25,-20,-15,-10,-5]^{\circ}\text{C}$.

IV.8.1 La puissance totale consommée pour $T_C = 45^{\circ}\text{C}$

Le **Figure IV.36** illustre les puissances totales consommées des cycles étudiés en fonction de la variation de la température d'évaporation et pour une température de condensation de 45°C constante.

On observe une relation inversement proportionnelle entre la diminution de la puissance consommée et l'augmentation de T_E . Les cycles avec injection présentent une puissance inférieure par rapport au cycle théorique. Augmenter le nombre de points d'injection réduit la consommation du compresseur [11]. On peut conclure que le cycle comportant trois injecteurs offre une puissance optimale, ce qui améliore le fonctionnement global du système.

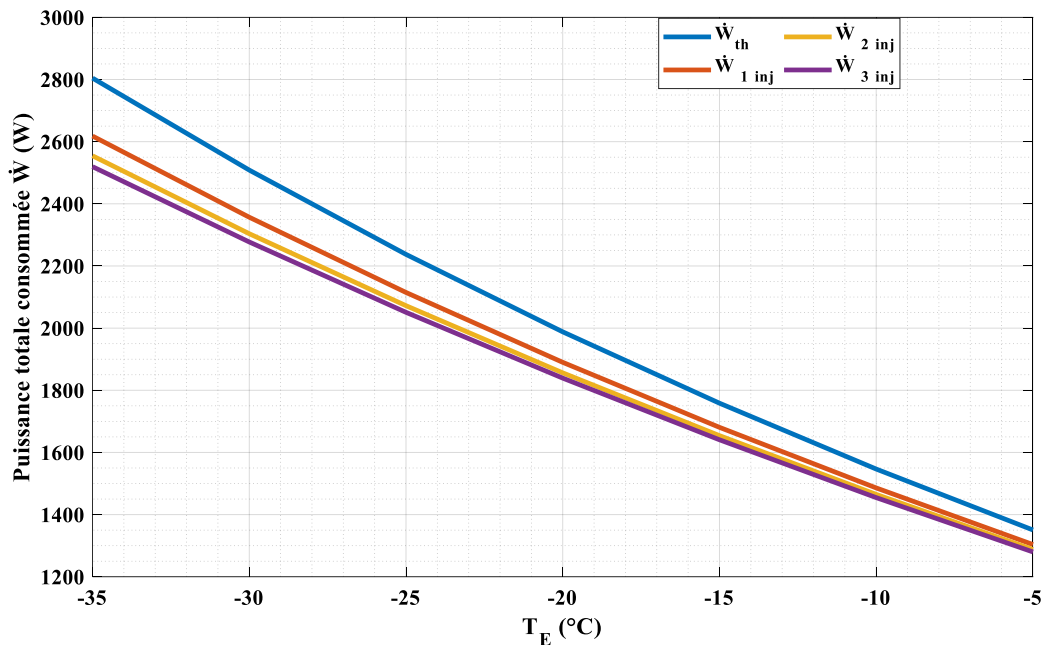


Figure IV.36 : variation de la puissance totale consommée de chaque cycle pour $T_C = 45^{\circ}\text{C}$

IV.8.2 Le COP pour $T_C = 45^\circ\text{C}$

Les résultats affichés dans la **Figure IV.37** représentent les valeurs du coefficient de performance (COP) des cycles précédents, avec une variation de la température d'évaporation tandis que la température de condensation est maintenue constante à 45°C .

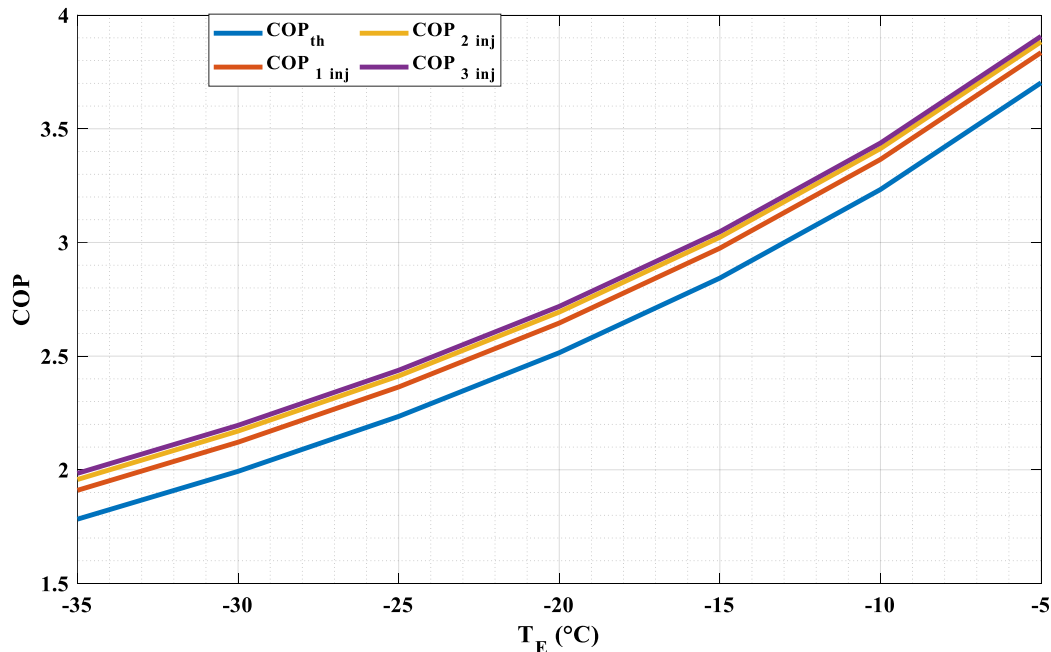


Figure IV.37 : variation du COP de chaque cycle pour $T_C = 45^\circ\text{C}$

Il est observé que les cycles frigorifiques avec injection sont parmi les plus performants. De plus, il est conclu que le cycle à trois injecteurs présente une efficacité supérieure, principalement en raison du nombre plus élevé d'injections dont il dispose [11].

IV.8.3 Température de sortie du compresseur pour $T_C = 45^\circ\text{C}$

Les résultats relatives à la température de sortie du compresseur sont représentées dans la **Figure IV.38** ci-dessus, en fonction des variations de la température d'évaporation T_E et pour une température de condensation T_C constante 45°C . La température en question décroît dans tous les cycles étudiés. Il est notable que l'écart entre les cycles avec injection et le cycle de base est significatif. Cela est attribuable à l'injection du liquide [11] [19]. Ainsi, on en déduit que le cycle à trois injecteurs est le choix optimal en raison de sa température de sortie du compresseur plus basse.

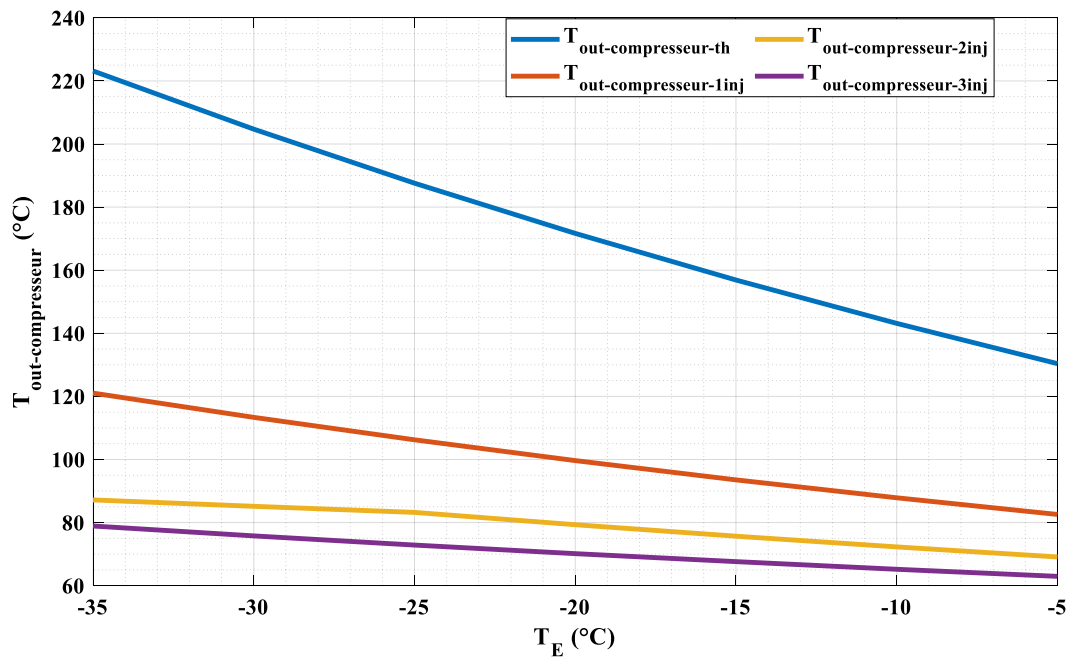


Figure IV.38 : variation de la température de sortie du compresseur de chaque cycle pour $T_C = 45^\circ\text{C}$

IV.8.4 L'exergie détruite globale pour $T_C = 45^\circ\text{C}$

La Figure IV.39 ci-dessous illustre la variation de l'exergie détruite totale de chaque cycle en fonction de la variation de la température d'évaporation T_E , tout en maintenant la température de condensation T_C constant à 45°C .

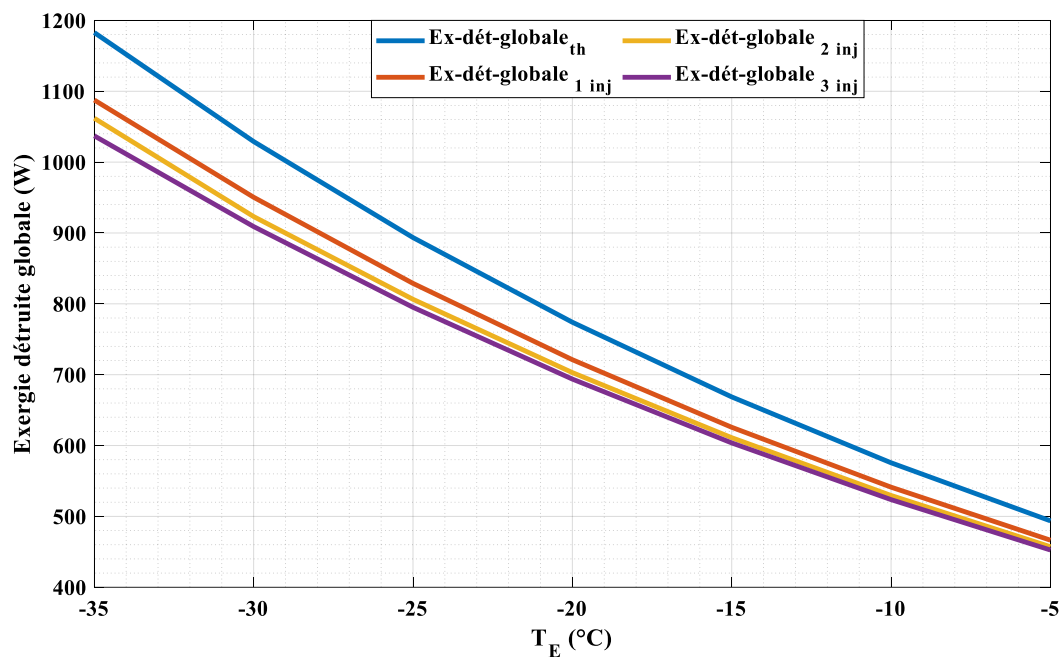


Figure IV.39 : variation de l'exergie détruite globale de chaque cycle pour $T_C = 45^\circ\text{C}$

On constate que les cycles avec injection présentent une exergie détruite inférieure à celle du cycle théorique. Une exergie détruite minimisée conduit à une meilleure efficacité du système [20]. Par conséquent, on peut affirmer que le cycle avec trois injecteurs constitue le choix optimal en raison des résultats réduits qu'il offre.

IV.8.5 Le rendement exergetique pour $T_C = 45^\circ C$

Les valeurs du rendement exergetique des cycles étudiés sont présentées dans la **Figure IV.40**, pour une variation de T_E et une température T_C constante de $45^\circ C$.

On observe que les cycles à injection offrent un meilleur rendement comparé au cycle de base, en raison du nombre d'injections [11] et de la réduction de l'exergie détruite [20].

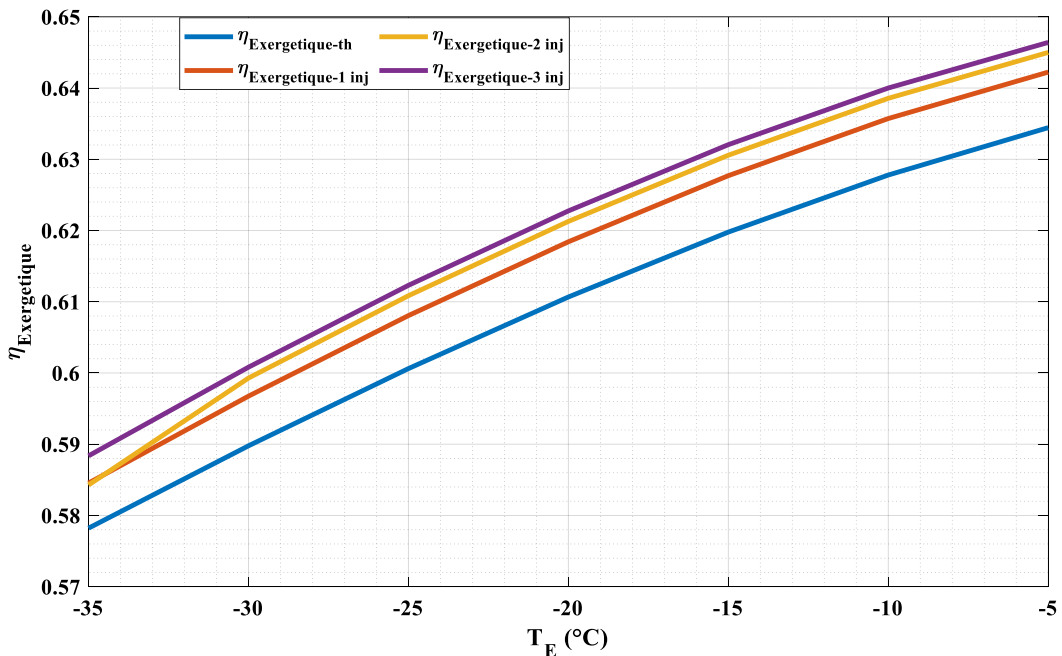


Figure IV.40 : variation du rendement exergetique de chaque cycle pour $T_C = 45^\circ C$

IV.8.6 La durabilité pour $T_C = 45^\circ C$

La durabilité est représentée dans la **Figure IV.41** ci-dessous en fonction de T_E et de T_C constante à $45^\circ C$.

La valeur maximale de la durabilité est atteinte lorsque le rendement exergetique est maximal. Ceci s'explique par les valeurs supérieures obtenues pour le cycle à trois injecteurs, qui présente un rendement exergetique supérieur par rapport aux autres cycles étudiés, comme l'indique la **Figure IV.40**.

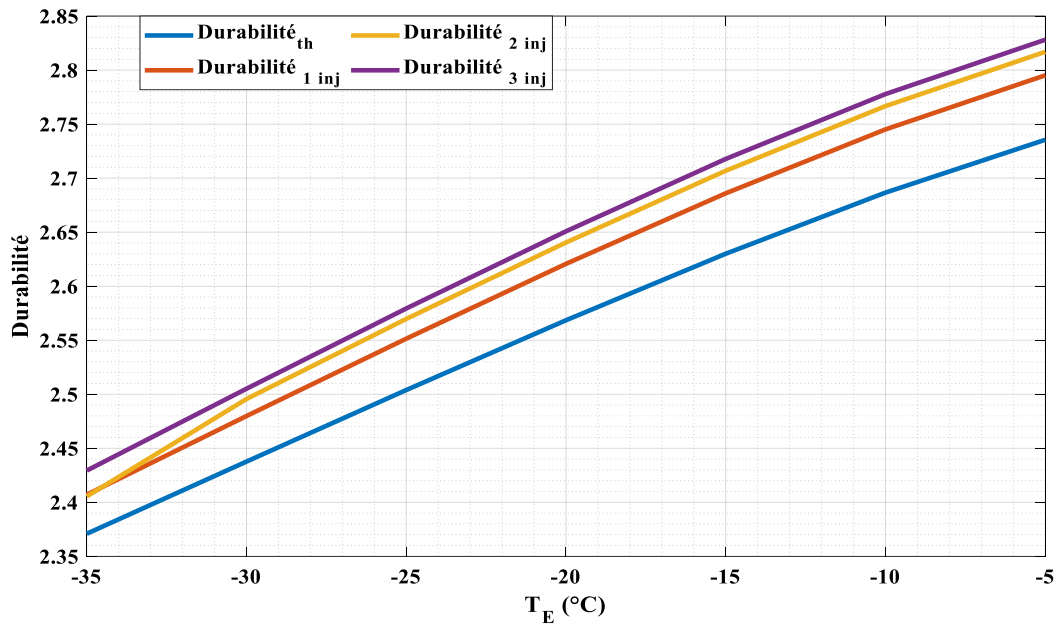


Figure IV.41 : variation de la durabilité de chaque cycle pour $T_C = 45^\circ\text{C}$

IV.9 Conclusion

Dans ce chapitre, une analyse détaillée des paramètres opérationnels a été menée, impliquant l'optimisation de la pression d'injection ainsi que des variations des températures d'évaporation et de condensation. Les résultats de cette étude mettent en lumière l'impact significatif de la pression d'injection sur les performances énergétiques et exergétiques des machines frigorifiques à compression de vapeur. L'optimisation de cette pression conduit à une diminution globale de la consommation énergétique du système. Plus spécifiquement, une pression d'injection bien calibrée favorise un meilleur refroidissement du fluide frigorigène dans le compresseur, entraînant une baisse de la température de sortie du compresseur et une amélioration de l'efficacité du cycle frigorifique. Sur le plan exergétique, l'étude démontre que l'optimisation de la pression d'injection contribue à réduire les pertes exergétiques résultant des irréversibilités dans le système. Une pression d'injection optimisée minimise ces pertes, ce qui se traduit par une amélioration du rendement exergétique global du système. Cette optimisation permet ainsi non seulement d'optimiser la performance énergétique, mais aussi de prolonger la durée de vie des composants du système en réduisant les contraintes thermiques et mécaniques.

L'étude comparative des paramètres clés des systèmes pour une température de condensation constante conduit à la sélection du cycle à trois injecteurs comme option optimale en termes de performances.

Conclusion générale

Dans le cadre de ce projet, nous avons présenté les systèmes frigorifiques à injection et les critères de sélection des fluides frigorigènes ainsi que les différents composants d'un système frigorifique à compression de vapeur avec injecteur-pompe. Nous avons détaillé les équations des bilans énergétiques et exergétiques ainsi que les destructions d'exergie pour chaque composant et processus du système (compresseur, condenseur, détendeur, évaporateur, pompe et désurchauffes). De plus, les équations relatives aux puissances consommées par le compresseur, les coefficients de performance et les rendements exergétiques des installations ont été abordées pour l'analyse thermodynamique, tout en négligeant les pertes de charge dans les conduites.

Les résultats de ce projet sont les suivants :

Nous avons varié la pression d'injection pour des températures d'évaporation et de condensation constantes [$T_E = -25^\circ\text{C}$ et $T_C = 55^\circ\text{C}$] utilisant l'ammoniac NH_3 comme fluide frigorigène avec une puissance frigorifique de 5kW .

Pour le cycle à un seul injecteur :

L'augmentation de la pression P_2 entraîne une hausse du COP jusqu'à un point optimal où la machine fonctionne efficacement et la consommation totale d'énergie diminue [$P_2=601.4821\text{ kPa}$ $COP_{max}=1.9827$, $\dot{W}_{min}=2521.8\text{ W}$]. Au-delà de ce point, le COP diminue et la consommation totale d'énergie augmente. La variation du rendement exergétique est inversement proportionnelle à l'exergie totale détruite.

Pour le cycle à deux injecteurs :

Avec l'augmentation de la pression P_2 , le COP et le rendement exergétique augmentent jusqu'à atteindre un point optimal où la machine fonctionne efficacement et la puissance totale consommée \dot{W} diminue [$P_2=377.0455\text{ kPa}$, $COP_{max}=2.0286$, $\dot{W}_{min}=2464.8\text{ W}$, $\eta_{Exergétique-max}=0.5962$]. Au-delà de ce point optimal, le COP et le rendement exergétique diminuent, tandis que la puissance totale consommée \dot{W} augmente.

Lorsque la pression P_4 augmente le COP augmente jusqu'à un point optimal où la machine aura un bon fonctionnement et la puissance totale consommée \dot{W} diminue [$P_2=943.5908\text{ kPa}$, $COP_{max}=2.0286$, $\dot{W}_{min}=2546.48\text{ W}$] après ce point le COP diminue et la

puissance totale consommée \dot{W} augmente, la variation du rendement exergetique et inversement proportionnel à l'exergie détruite globale.

Pour le cycle à trois injecteur :

L'augmentation de la pression P_2 et P_4 séparément entraîne une augmentation du COP , du rendement exergetique et de la durabilité jusqu'à atteindre un point optimal où la machine fonctionne de manière optimale et la consommation totale d'énergie \dot{W} diminue [$P_2=299.6664$ kPa, $COP_{max}=2.0524$, $\dot{W}_{min}=2436.2$ W, $\eta_{Exergetique-max}=0.5964$, $D=2.477$], [$P_4=599.5634$, $COP_{max}=2.0524$, $\dot{W}_{min}=2436.2$ W, $\eta_{Exergetique-max}=0.5964$, $D=2.477$]. Au-delà de ce point, le COP , le rendement exergetique et la durabilité diminuent tandis que la consommation totale d'énergie \dot{W} augmente.

En ce qui concerne l'augmentation de la pression P_6 , le COP augmente jusqu'à un point optimal où la machine fonctionne de manière efficace et la consommation totale d'énergie \dot{W} diminue [$P_6=1170.5$ kPa, $COP_{max}=2.0524$, $\dot{W}_{min}=2436.2$ W]. Au-delà de ce point, le COP diminue et la consommation totale d'énergie \dot{W} augmente. La variation du rendement exergetique est inversement proportionnelle à l'exergie globale détruite.

Après avoir optimisé les pressions d'injection à l'aide de la (JSOA) et en prenant $T_c = [25,30,35,40,45,50,55]$ °C et $T_e = [-35,-30,-25,-20,-15,-15,-10,-5]$ °C, pour une puissance frigorifique de $5kW$, une comparaison des résultats obtenus des 3 cycles étudié avec le cycle théorique donne :

Cycle à 1 injecteur : diminution de la puissance totale consommée, de la température de sortie du compresseur et de l'exergie détruite globale respectivement de $[7.16 ; 45.29 ; 7.04]$ (%) , une amélioration concernant le COP , le rendement exergetique et de la durabilité de $[2.21 ; 1.36 ; 2.41]$ (%).

Cycle à 2 injecteurs : diminution de la puissance totale consommée, de la température de sortie du compresseur et de l'exergie détruite globale respectivement de $[9.70 ; 59 ; 9.27]$ (%) , une amélioration concernant le COP , le rendement exergetique et de la durabilité de $[3.04 ; 1.84 ; 3.30]$ (%).

Cycle à 3 injecteurs : diminution de la puissance totale consommée, de la température de sortie du compresseur et de l'exergie détruite globale respectivement de

[11.01 ;63.73 ;10.87](%),une amélioration concernant le COP,le rendement exergetique et de la durabilité de [3.43 ;2.1 ;3.76](%).

Une réduction de la température de sortie ainsi que de la consommation d'énergie du compresseur conduit à une hausse simultanée du coefficient de performance et du rendement exergetique.

La comparaison des paramètres clés de l'installation avec un système de référence, à savoir le système théorique à simple compression de vapeur, indique que le cycle à 3 injecteurs se distingue comme le plus performant en raison du nombre de points d'injection qu'il offre. Cela se traduit par des valeurs plus élevées de COP, de rendement exergetique et de durabilité par rapport aux autres cycles.

Les performances optimales pour cette installation ont été observées dans le cycle à 3 injecteurs lorsque $T_c=25^{\circ}\text{C}$ et $T_e=-5^{\circ}\text{C}$ (avec un rendement exergetique de 63.1% et un COP de 6.95). De plus, la température de sortie du compresseur reste très basse, à 36.75°C .

Ces résultats offrent une base solide pour le développement de machines frigorifiques plus performantes et énergetiquement efficaces, avec des applications potentielles dans divers domaines nécessitant un contrôle précis de la température.

Cependant, ces systèmes présentent des défis et des considérations, notamment une complexité accrue due à l'ajout de composants pour l'injection, ce qui nécessite une conception et une maintenance plus rigoureuses. De plus, le coût initial d'installation peut être plus élevé en raison de la complexité supplémentaire et des composants spécifiques requis. Malgré ces défis, les avantages en termes d'efficacité énergetique et de performance font des systèmes frigorifiques à injection une solution attractive pour de nombreuses applications.

Références bibliographiques

- [1] S.S. BHATTI, AJAY KUMAR, REETU and R. SINGH. Environment-Friendly Refrigerants for Sustainable Refrigeration and Air Conditioning: A Review. *Current World Environment*. ISSN: 0973-4929, Vol. 18, No. (3) 2023, Pg. 933-947. DOI: [10.12944/CWE.18.3.03](https://doi.org/10.12944/CWE.18.3.03)
- [2] Shan K. Wang. *Handbook of air conditioning and refrigeration*. Library of Congress Cataloging-in-Publication Data . 2nd edition 2000
- [3] X. Jin, J. Zhang, Z. Liu, W. Hong, S. Sha, Z. Qiu, Z. Wu, W. Su. Performance analysis of a two-stage vapor compression heat pump based on intercooling effect. *Case Studies in Thermal Engineering* 51 (2023) 103643. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103643>
- [4] J. Liu, Q. Li, F. Wang, L. Zhou. A new model of screw compressor for refrigeration system simulation. *International journal of refrigeration* 35 (2012) 861-870. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.01.016>
- [5] X. Wang, Y. Hwang, R. Radermacher. Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant. *International journal of refrigeration* 32 (2009) 1442–1451. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.03.004>
- [6] J. V. Hallak d'Angelo, V. Aute , R. Radermacher . Performance evaluation of a vapor injection refrigeration system using mixture refrigerant R290/R600a. *international journal of refrigeration* 65 (2016) 194–208. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.10.004>
- [7] D. R. Lumpkin , A. M. Bahman , E. A. Groll. Two-phase injected and vapor-injected compression: Experimental results and mapping correlation for a R-407C scroll compressor. *International Journal of Refrigeration* 86 (2018) 449–462. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.11.009>
- [8] S. Maia R. de Carvalho, L. H. P. Massuchetto, R. B. Corrêa do Nascimento, H. Valença de Araújo, J. V. Hallak d'Angelo. Optimization of a vapor injection refrigeration cycle using hydrocarbon mixed refrigerants. *International Journal of Refrigeration* 98 (2019) 109–119. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.10.008>
- [9] F. M. Tello-Oquendo , E. Navarro-Peris, F. Barceló-Ruescas, J. González-Maciá. Semi-empirical model of scroll compressors and its extension to describe vapor-injection compressors. Model description and experimental validation. *International Journal of Refrigeration* 106 (2019) 308–326. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.06.031>
- [10] H. Wu, K. Lin, H. Huang, B. Xiong, B. Zhang, Z. Xing. Research on Effects of Vapor Injection on Twin-screw Compressor Performance. *International Journal of Refrigeration* 118 (2020) 483–490. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.04.023>
- [11] A. Khan , C. R. Bradshaw. Quantitative comparison of the performance of vapor compression cycles with compressor vapor or liquid injection. *International Journal of Refrigeration* 154 (2023) 386–394. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.07.012>

- [12] S. Jing, Q. Chen, J. Yu. Analysis of an ejector-assisted flash tank vapor injection heat pump cycle with dual evaporators for dryer application. *Energy* 286 (2024) 129531. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.129531>
- [13] X. Shuxue, M. Guoyuan, L. Qi, L. Zhongliang. Experiment study of an enhanced vapor injection refrigeration/heat pump system using R32. *International Journal of Thermal Sciences* 68 (2013) 103-109. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2012.12.014>
- [14] F. Wei, B. Wang, Z. Cheng, M. Cui. Experimental research on vapor-injected water source heat pump using R1234ze(E). *Applied Thermal Engineering* 229 (2023) 120595. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120595>
- [15] Z. Wang, Q. Yuan, H. Zhou, J. Wang, M. Geng. Research on heat and mass transfer characteristics of water-sprayed single-screw vapor compressor. *Applied Thermal Engineering* 230 (2023) 120811. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120811>
- [16] S. M. Hosseinnia, S. Poncet, H. Nesreddine, D. Monney. R718+R717 high temperature cascade heat pump with liquid injection in vapor compression processes. *Proceedings of the Canadian Society for Mechanical Engineering. International Congress CSME - CFD-SC2023* May 28-31, 2023, Sherbrooke, QC, Canada. <https://doi.org/10.17118/11143/20829>
- [17] Y. Tian, J. Shen, C. Wang, Z. Xing, X. Wang. Modeling and performance study of a water-injected twin-screw water vapor compressor. *International journal of refrigeration* 83 (2017) 75–87. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.04.008>
- [18] S. M. Hosseinnia, L. Amiri, H. Nesreddine, D. Monney, S. Poncet. Thermodynamic analysis of high temperature cascade heat pump with R718 (high stage) and six different low-GWP refrigerants (low stage). *Case Studies in Thermal Engineering* 53 (2024) 103812. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103812>
- [19] S. M. Hosseinnia, S. Poncet, H. Nesreddine, D. Monney. Conceptualization of wet and dry steam compression with liquid water injection for high-temperature heat pumps - A thermodynamic approach. *HPT MAGAZINE VOL.41 NO 1/2023*
- [20] M. Hamzaoui, S. Tiachacht, A. Hadiouche. Optimization of a three-stage cascade refrigeration system operating with natural refrigerants to produce low temperatures by applying a bio-inspired method. *Thermal Science and Engineering Progress* 50 (2024) 102519. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.102519>
- [21] S. M. Hosseinnia, L. Amiri, S. Poncet. Performance analysis of a novel air source ammonia/water cascade heat pump for heating buildings in subarctic climate, *International Journal of Refrigeration* 164 (2024) 57-74. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2024.04.026>
- [22] Peraza-Vázquez, H.; Peña-Delgado, A.; Ranjan, P.; Barde, C.; Choubey, A.; Morales-Cepeda, A.B.: A bio-inspired method for mathematical optimization inspired by arachnida salticidae. *Mathematics* 10(1), 102 (2022). https://doi.org/10.3390/math1001_0102
- [23] Commission de la santé et de la sécurité du travail du Québec (CSST), en collaboration avec la Régie du bâtiment du Québec (RBQ), la Direction régionale de la santé publique (DRSP) de Montréal-Centre et le Service de prévention des incendies de Montréal (SPIM),

Systemes de réfrigération fonctionnant à l'ammoniac Mesures de prévention. Bibliothèque nationale du Québec. 2ème édition 2009.